

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra aplikované mechaniky

Extrémní dynamické namáhání nosného prvku lanového záchranného systému při
volném pádu osoby

The Extreme Dynamic Loading of the Carrying Component of the Cable Retaining
Rescue System Under the Person Free Fall

Student:

Bc. Jakub Cienciala

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Cienčila**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **3901T003 Aplikovaná mechanika**

Téma: **Extrémní dynamické namáhání nosného prvku lanového záchytného systému při volném pádu osoby**
The Extreme Dynamic Loading of the Carrying Component of the Cable Retaining Rescue System Under the Person Free Fall

Zásady pro vypracování:

1. Úvod, popis objektu
2. Dynamika pádu a zachytu
3. Nosné prvky
4. Výpočtový model a zatížení
5. Nelineární analýza, rozbor výsledků
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] Juliš K., Tepřík O., Slavík A. : Statika. SNTL / Alfa, Praha 1987.
- [2] Chobot K., Benda J., Hájek V., Novotná H. : Statika stavebních konstrukcí II., Praha, SNTL/ALFA, 1983.
- [3] Hoschl C. : Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL / Alfa, Praha, 1971.
- [4] Kolář V., Němec I., Kanický V. : FEM Principy a praxe metody konečných prvků. Computer Press, 1997.
- [5] Kolář V., Kratochvíl J., Leitner F., Ženíšek A. : Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků. SNTL, Praha 1979.
- [6] Crisfield M. A. - Non-linear finite element analysis of solids and structures. John Wiley & Sons Ltd, Baffins Lane, Chichester, 1997.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**


Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval zcela samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a na základě literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Ostravě: 18. 5. 2015




podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Cienciala

Adresa trvalého pobytu autora práce: Oldřichovice 554, Třinec, 739 61

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CIENCIALA J. *Extrémní dynamické namáhání nosného prvku lanového záchytného systému při volném pádu osoby*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2015, 59 s. Vedoucí práce Podešva, J.

Tato diplomová práce se zabývá dynamickou analýzou horizontálního lanového záchytného systému zejména jeho nosného prvku s uvažováním plasticity materiálu. Nejprve byly stanoveny dynamické silové účinky při pádu a zachytu osoby. Dále byla provedena pevnostní analýza lineárně elastického nosného prvku analytickou metodou. Poté byl nosný prvek podroben kvazistatické analýze s elasto-plastickým materiálovým modelem. Nosný prvek byl dle výsledků posouzen vzhledem k mezi pevnosti a poté byl optimalizován z důvodu snížení hmotnosti.

ANOTATION OF MASTER THESIS

CIENCIALA J. *The Extreme Dynamic Loading of the Carrying Component of the Cable Retaining Rescue System Under the Person Free Fall*: master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2015, 59 p. Thesis head: Podešva, J.

This master thesis deals with dynamic analysis of the horizontal cable retaining rescue system in particular, its carrying component with respect to plasticity of the material. At first the dynamic force effects during the person free fall and capture was determined. After that, stress analysis of elasto-plastic carrying component was realized using an analytic method. Thereafter, carrying component was subjected to the quasi-static analysis with elasto-plastic material model. The carrier member was considered based on the results due to the strength and then optimized to reduce weight.

Poděkování

Velice děkuji vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Podešvovi, Ph.D. za ochotu, poskytování cenných rad a trpělivost v průběhu tvorby diplomové práce. Rovněž děkuji zástupcům firmy Pronovo-Morava, s.r.o. V neposlední řadě je mou milou povinností poděkovat svým rodičům za podporu a povzbuzování po celou dobu studia.

Obsah

Úvod.....	12
1 Firma Pronovo – Morava, s.r.o.	13
2 Popis objektu.....	14
2.1 Prvky horizontální jistícího systému Xenon	15
2.1.1 Ocelová lana	16
2.1.2 Tlumič pádu.....	17
2.1.3 Jezdec	17
2.1.4 Průběžné mezizávěsy.....	18
3 Dynamika pádu a záchytu	19
3.1 Dynamika záchytu volného pádu na svislém laně	19
3.2 Dynamika záchytu volného pádu na horizontálním laně.....	22
4 Nosné prvky	29
5 Výpočtový model a zatížení.....	32
5.1 Zatížení nosného prvku.....	32
5.2 Materiál.....	33
6 Lineární analýza a rozbor výsledků	35
6.1 Analytická metoda	36
6.2 Metoda konečných prvků.....	37
7 Nelineární analýza a rozbor výsledků	40
7.1 Geometrická nelinearita	40
7.2 Materiálová nelinearita	41
7.3 Numerické metody řešení nelineárních úloh	42
7.4 Analýza stávajícího stavu	45
7.4.1 Aplikace materiálového modelu.....	46

7.4.2	Geometrie a okrajové podmínky	47
7.4.3	Síť konečných prvků	48
7.4.4	Nastavení analýzy a zhodnocení výsledků	49
7.5	Optimalizace nosného prvku	52
8	Závěr	55
9	Seznam obrázků	57
10	Seznam tabulek	58
11	Seznam grafů.....	58
12	Seznam použité literatury a zdrojů.....	59
13	Seznam příloh.....	59

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
a_D	zrychlení osoby při zachycení pádu	m/s^2
dE_k	elementární přírůstek kinetické energie	J
dW	elementární přírůstek práce	W
E	modul pružnosti v tahu	MPa
E_{C0}	celková energie v bodě 0	J
E_{CZ}	celková energie v bodě Z	J
E_{CZ2}	celková energie v bodě Z_2	J
E_{k0}	kinetická energie v bodě 0	J
E_{kZ}	kinetická energie v bodě Z	J
E_L	modul pružnosti ocelového lana v tahu	MPa
E_{p0}	potenciální polohová energie v bodě 0	J
E_{pL}	energie pružnosti ocelového lana	J
E_{pLZ2}	energie pružnosti ocelového lana v bodě Z_2	J
E_{pPZ2}	energie pružnosti pružného úvazku v bodě Z_2	J
E_{pZ}	potenciální polohová energie v bodě Z	J
F_D	direkční síla	N
F_{dL}	direkční síla v ocelovém laně	N
F_{dLy}	y-ová složka direkční síly v ocelovém laně	N
F_{dP}	direkční síla v pružném úvazku	N
F_G	tíhová síla působící na osobu	N

F_v	výsledná síla působící na osobu	N
F_x	zatěžující síla ve směru x	N
g	gravitační zrychlení	m/s^2
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
G_p	přetížení	
J_{yc}	celkový kvadratický moment setrvačnosti k ose y	mm^4
k_L	tuhost ocelového lana	N/m
k_p	tuhost pružného úvazku	N/m
L	délka ocelového lana	mm
l_0	volná délka pružného úvazku	mm
m	hmotnost osoby	kg
M_k	krouticí moment k bodu vetknutí	Nm
M_o	ohybový moment k bodu vetknutí	Nm
M_y	ohybový moment od zatěžující síly v místě zatížení	Nm
r_z	rameno zatěžující síly k ose řešeného průřezu	mm
S_L	průřez ocelového lana	mm^2
v	rychlost pádu osoby	m/s
W	práce	W
W_k	průřezový modul v krutu	mm^3
W_o	průřezový modul v ohybu	mm^3
α	úhel prohnutí ocelového lana	°

γ_{ij}	úhlová poměrná deformace v rovině ij	
δ	průhyb ocelového lana	mm
Δl	prodloužení pružného úvazku	mm
ΔL	prodloužení ocelového lana	mm
ε	poměrná deformace	
$\dot{\varepsilon}$	rychlost poměrné deformace	
ε_{sk}	deformace ve skutečném tahovém diagramu	
ε_{sm}	deformace ve smluvním tahovém diagramu	
μ	Poissonova konstanta	
σ_{dyn}	dynamické napětí	MPa
σ_L	osové napětí v ocelovém laně	MPa
σ_o	ohybové napětí	MPa
σ_{sk}	skutečné napětí	MPa
σ_{sm}	smluvní napětí	MPa
σ_{stat}	statické napětí	MPa
σ_i	normálové napětí ve směru osy i	MPa
τ_{ij}	smykové napětí v rovině ij	MPa

Úvod

Bezpečnostní lanové záchytné systémy jsou nezbytné v situacích, kdy se člověk pohybuje ve výškách, zejména tam, kde není možnost bezpečného pohybu bez zajištění. Příkladem může být pohyb po skalách, či v lanových centrech. Tato diplomová práce je však zaměřena na bezpečnostní lanové systémy, používané při výškových stavebách, či údržbářských pracích ve výškách. Nejčastější využití těchto bezpečnostních systémů při práci jsou opravy a stavby střech nebo například údržba různých ocelových konstrukcí, jeřábů, apod. Pracovníci ve výškách jsou v těchto případech jističní systémy, zpravidla s ocelovými lany, podle norem a státních nařízení.

Tento text je věnován konkrétně pevnostnímu výpočtu členu záchytného systému, který je instalován na jeřábu. Jedná se o člen, jenž zajišťuje ukotvení horizontálního jisticího systému ke konstrukci jeřábu v místě největšího namáhání. Na tento nosný prvek dále přímo navazují další části systému, jako jsou například ocelová lana, absorbéry tahu, či průběžné prvky. Kompletní soustava pak umožňuje bezpečný pohyb pracovníka nebo více pracovníků po konstrukci jeřábu. Pokud dojde k pádu osob, jisticí systém zajišťuje bezpečné místo zavěšení, kde nedojde ke kolizi s okolním zařízením. Jednotliví pracovníci jsou opatřeni postrojem s dynamickým tlumičem pádu, který je schopen utlumit ráz při prudkém zavěšení.

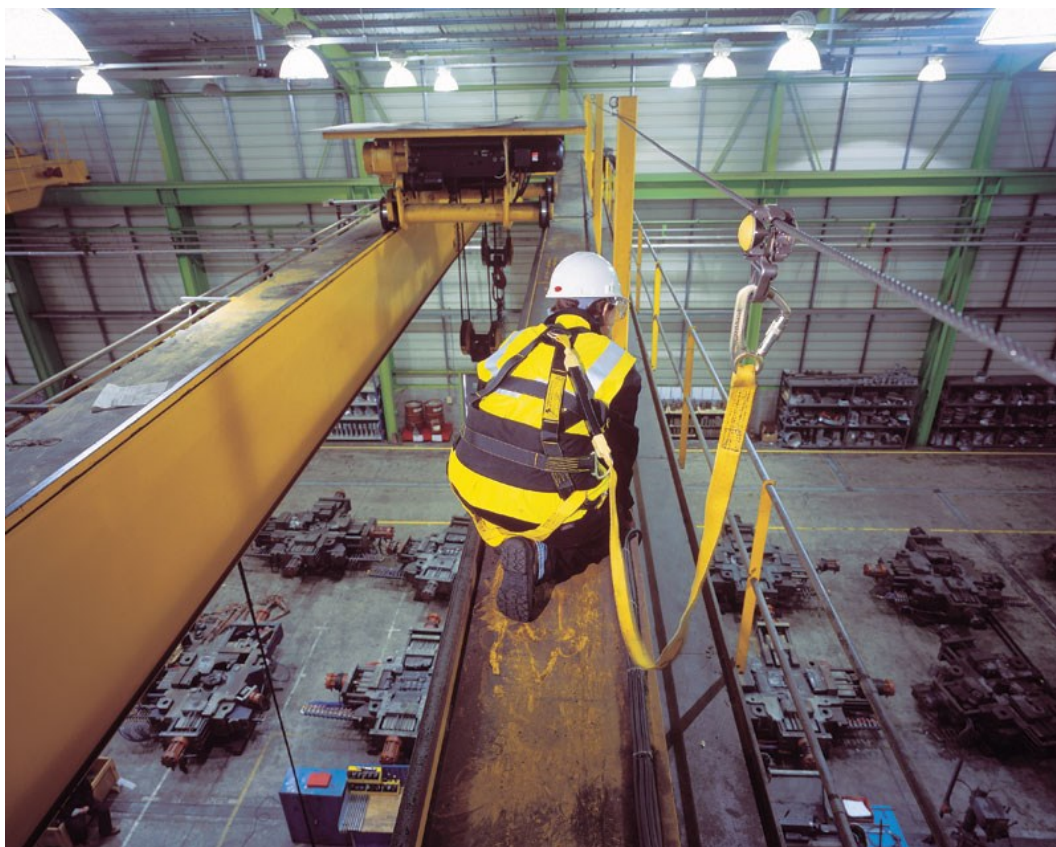
Jelikož je zachycení osoby při pádu poměrně rychlý děj a vyvolává tedy významné zrychlení prvků záchytného systému, je nutno uvažovat namáhání analyzovaného členu jako dynamické. Pokud však použijeme extrémní hodnotu dynamického namáhání, lze výsledné zatížení považovat za kvazistatické, což umožňuje použití statické analýzy a dojde tedy k výraznému zjednodušení výpočtu.

Je nutno podotknout, že veškeré rozměry analyzovaného prvku již byly navrženy pomocí statického výpočtu s lineárně elastickým materiálovým modelem. Rovněž velikost a způsob zatížení prvku bylo předem stanoveno firmou Pronovo – Morava, s.r.o., která je poskytovatelem řešeného záchytného systému. Jelikož nebyla ve stávajícím výpočtu zahrnuta plasticita materiálu, jsou rozměry nosného prvku navrženy tak, aby nedošlo k překročení meze kluzu materiálu, což vede ke značnému předimenzování a tedy ke zvýšení rozměrů a hmotnosti nosného prvku. Cílem této práce je tedy minimalizace hmotnosti zahrnutím materiálové nelinearity do výpočtového modelu.

1 Firma Pronovo – Morava, s.r.o.

Firma Pronovo působí na českém trhu od roku 1997 se sídlem v Českých Budějovicích. V roce 2006 byla založena dceřiná společnost Pronovo-Morava v Ostravě. Hlavní náplní činnosti firmy je výroba a prodej zdvihací, manipulační techniky a bezpečnost práce – především zajištění osob při práci ve výškách a nad volnou hloubkou. V rámci těchto činností zajišťuje firma služby, jako jsou například servis, revize, školení a odborné konzultace.

Aktivita firmy Pronovo spočívají ve výrobě, prodeji a servisu manipulačních pásů, ocelových lan, řetězů, vázacích bodů, manipulačních svěrek a kovového příslušenství. Firma je také zprostředkovatel osobního zabezpečení pro práci ve výškách. Zabývá se tedy zajištěním osob při výstupech nebo sestupech na technologické celky budov a na jiná zařízení pomocí vertikálních nebo horizontálních jisticích systémů. Dále provádí revizní a školitelskou činnost v oblasti vázacích prostředků, bezpečnosti práce, zvedacích plošin a jeřábů.



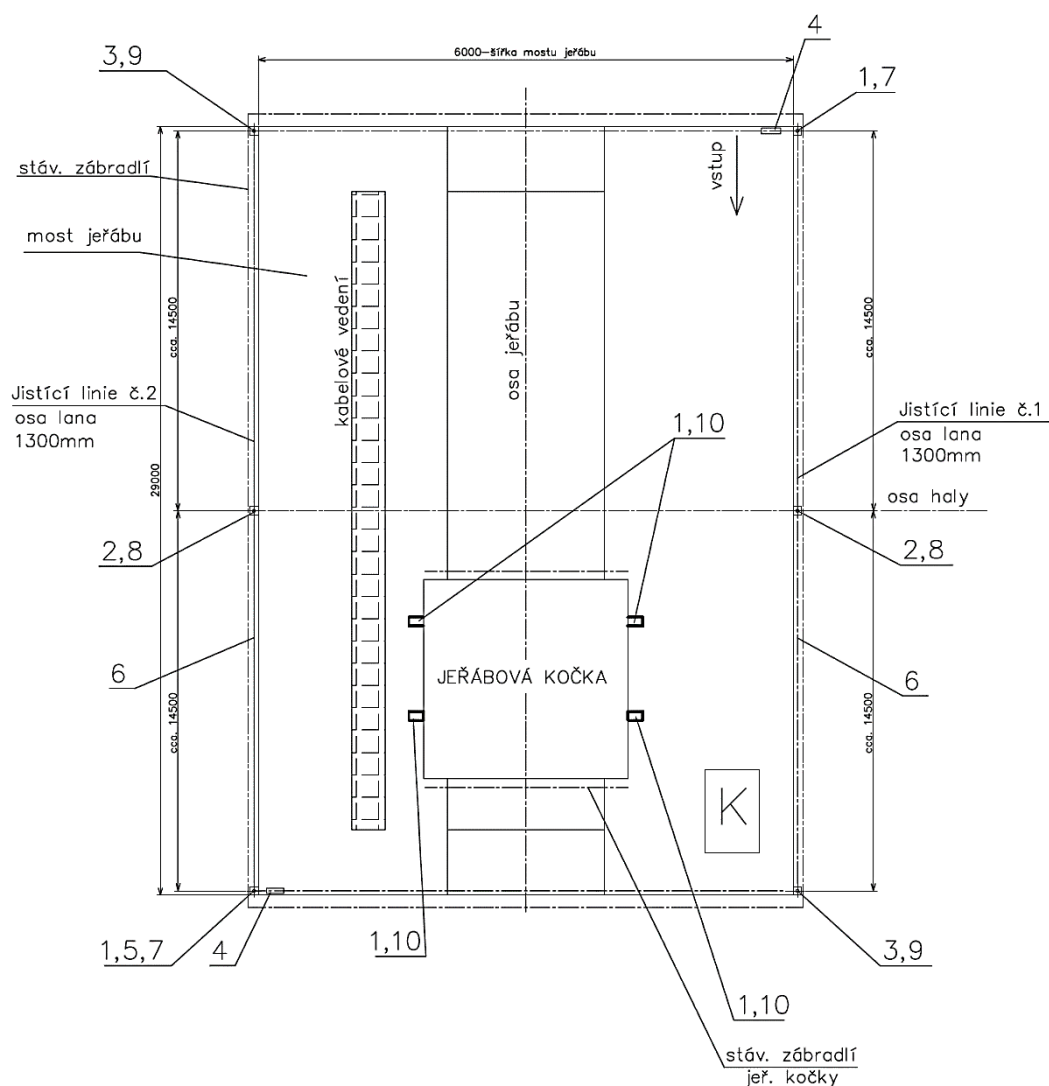
Obrázek 1 Ilustrační foto

2 Popis objektu

Nosný prvek, jehož pevnostní analýza je předmětem této práce, je členem komplexu horizontálního jistícího systému „Xenon“, který je instalován na mostovém jeřábu. Jedná se o mechanické zařízení vysoké provozní kvality zajišťující volný a především zcela bezpečný pohyb pracovníků na tomto jeřábu. Zařízení je opatřeno veškerými bezpečnostními atesty pro tyto potřeby nutnými.

U mostu jeřábu je jistící systém tvořen dvěma úseky ve tvaru L, které vedou podél mostu a příčnicku jeřábu ve výšce 1300 mm od podlahy mostu jeřábu, tím je vytvořen trvalý ochoz po obvodu mostu jeřábu. Schéma systému je zobrazeno na obrázku 2. Každá linie je tvořena dvěma koncovými sloupky (poz.7), na které jsou upevněny koncové body (poz.1), jedním rohovým sloupkem (poz.9), na který je upevněn pomocí šroubu M16 rohový bod (poz.3) a jedním středním sloupkem (poz.8), na který je přišroubován šroubem M12 průběžný bod (poz.2). Tyto linie jsou doplněny o absorbér tahu (poz.4). Jelikož je rohový sloupek (poz.9) při případném pádu osob namáhán největším zatížením, bude dále podrobněji analyzován.

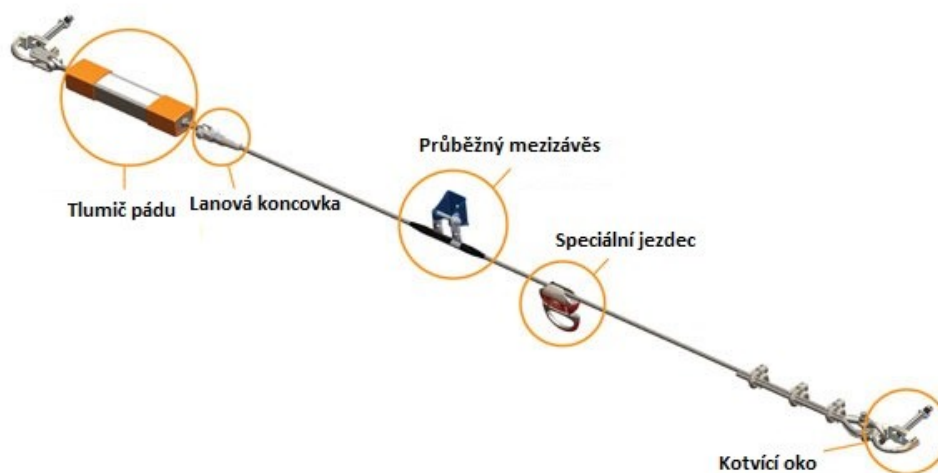
U kočky jeřábu je jistící systém tvořen čtyřmi koncovými body (poz.1), které budou sloužit pro jištění pouze dvou pracovníků. Tyto pevné body jsou uchyceny pomocí šroubů M16 na čtyřech sloupcích (poz.10). Všechny kotevní body jsou montovány s roztečí do 15 000 mm, což splňuje požadavky na danou rozteč kotevních bodů, která je dle normy maximálně 20000 mm. Výška lan obou jistících linií je na dráze konstantní. Všechny sloupky a konzoly na tomto jeřábu a jeřábové kočce jsou montážně přivařovány k nosným prvkům jeřábového mostu a rámu kočky.



Obrázek 2 Schéma objektu

2.1 Prvky horizontální jistícího systému Xenon

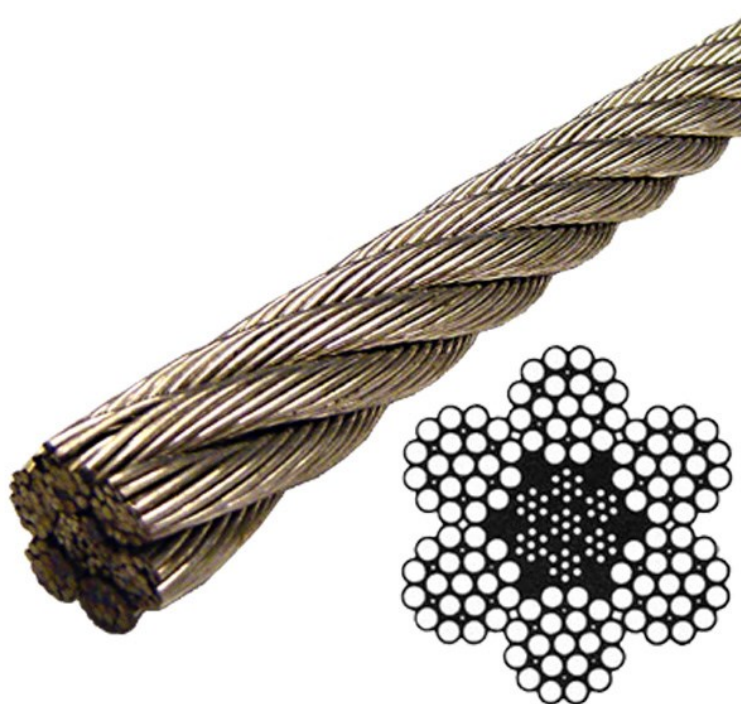
Horizontální jistící systém Xenon je tvořen malým souborem prvků. Mezi jeho základní komponenty patří ocelové lano, tlumiče pádu, speciální jezdec, průběžné mezizávěsy, kotvící sloupky a spojovací prvky. Systém je schopen zachytit pracovníka při pádu, ale rovněž slouží jako zařízení, které zabraňuje pohybu do míst, kde nebezpečí pádu hrozí. Pro eliminaci selhání lidského faktoru a pro dosažení co nejvyšší bezpečnosti je při projekci využíván speciální software, který je schopen vhodně sloučit systém se strukturou objektu. Jelikož jsou veškeré komponenty vyrobeny z kvalitní nerezové oceli, odolává systém agresivnímu prostředí a není tedy náročný na údržbu.



Obrázek 3 Horizontální jistící systém Xenon

2.1.1 Ocelová lana

Pro systém Xenon jsou k dispozici ocelová lana z nerezové oceli o průměrech 8 a 10 milimetrů. Ocelové lano o průměru 8 milimetrů je certifikováno pro použití do 4 osob s roztečí mezi kotvícími body do 15 metrů. Ocelové lano o průměru 10 milimetrů je certifikováno pro jistění až 7 osob s roztečí kotvících bodů až 20 metrů.



Obrázek 4 Ocelové lano

2.1.2 Tlumič pádu

Dynamický tlumič je velice důležitou součástí zachytného systému, pohlcuje energii při pádu a tím chrání jak pracovníka proti úrazu, tak celkovou konstrukci proti porušení. Na obrázku 5 je znázorněn tlumič pádu, který plní zároveň funkci tlumiče rázu, napínáku ocelového lana, indikátoru napnutí a indikátor pádu. Tento tlumič pracuje na principu, který využívá pružné i plastické vlastnosti oceli. Při zachycení pádu tedy dojde k jeho porušení a je nutné jej následně vyměnit.



Obrázek 5 Tlumič pádu

2.1.3 Jezdec

Speciální jezdec, zobrazený na obrázku 6 se vyznačuje robustní konstrukcí z nerezové oceli, což jej činí vhodným pro použití v nepříznivých podmínkách jako je prašné, vlhké, ale i slané prostředí. Jezdec je vybaven dvojí pojistkou, která umožňuje připnutí k lanu pouze jednou rukou. Hladké posouvání po ocelovém laně je zaručeno ergonomickým tvarem. Díky dostatečně velkému oku je k jezdcovi možno připojit širokou škálu karabin a spojovacích prvků.



Obrázek 6 Speciální jezdec

2.1.4 Průběžné mezizávěsy

Mezizávěsy záchytného zařízení Xenon jsou dimenzovány tak, že se přes ně jezdec pohybuje zcela volně. Mezizávěsy jsou koncipovány buď jako pohyblivé průchozí body u montáže nad hlavou nebo jako pevné průchozí body pro montáž na zdi či na podlaze. Mohou být vybaveny pérem, které zajistí návrat lana do původní polohy po průchodu jezdce. Při náhlém dynamickém zatížení se deformuje mezizávěs po zachycení vzniklých zátěžových sil a brání tak poškození nosné konstrukce. U systému Xenon není nutno lano při výměně závěsu přerušovat.



Obrázek 7 Univerzální mezizávěs

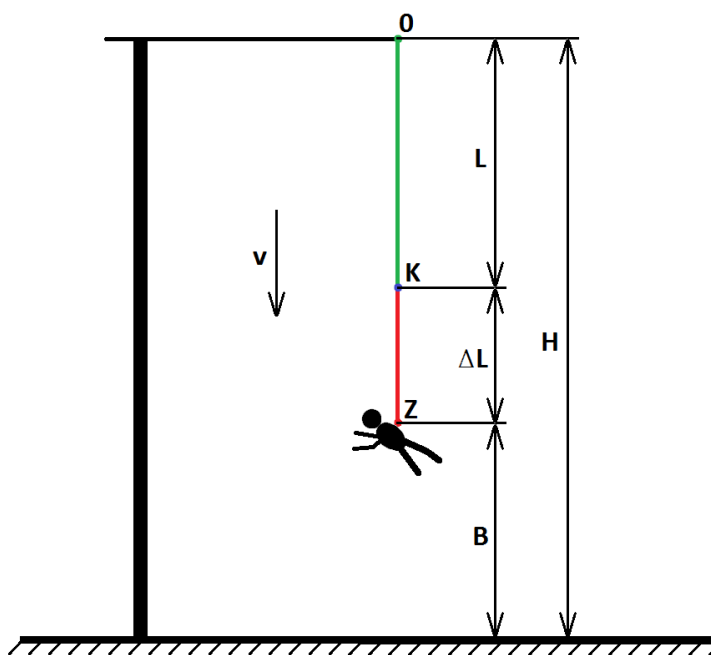
3 Dynamika pádu a záchytu

V následujících podkapitolách bude objasněn způsob, jakým lze určit silové účinky působící v laně jistícího systému při zachycení pádu osoby. Pokud uvažíme, že jsou pracovníci opatřeni jistícími postroji, které co nejvhodněji přenášejí silové účinky k těžišti lidského těla, můžeme zjednodušeně zachycenou osobu uvažovat jako hmotný bod. Dále je nutné si uvědomit, že lana, která jsou v tomto případě použita, jsou vyrobena z oceli, a tudíž vykazují pružné deformace. Zde bude použit Hookův zákon, který definuje přímou úměrnost mezi deformací a silou v laně. Jelikož je hloubka pádu u jistících systému poměrně malá, je možno zanedbat účinky odporu vzduchu a také tíhu lana.

Pro určení prodloužení lana lze v tomto případě velmi vhodně využít zákon o zachování energie. Následně lze pomocí zmíněného Hookova zákona dopočítat vzniklou sílu v laně, případně maximální zrychlení dle druhého Newtonova zákona síly. Aplikace těchto fyzikálních zákonů je názorně předvedena na následující jednoduché úloze.

3.1 Dynamika záchytu volného pádu na svislém laně

Schéma úlohy zachycení volného pádu na svislém laně je znázorněno na obrázku 8. Osoba zde padá z bodu 0 ve výšce H od země. Volná délka jistícího lana je označena písmenem L . Při záchytu v bodě K dojde k prodloužení lana o ΔL . V bezpečné vzdálenosti od země B dojde k úplnému zastavení pádu, tento bod zvratu je tedy označen jako Z.



Obrázek 8 Volný pád na svislém laně

Pokud vyjdeme ze zákona o zachování celkové energie, platí následující vztahy:

$$E_{C0} = E_{CZ} \quad (3.1)$$

$$E_{P0} + E_{K0} = E_{PZ} + E_{KZ} \quad (3.2)$$

V bodě 0 má osoba pouze potenciální polohovou energii, která plyne z vykonané práce při volném pádu. Práce je dána součinem síly a dráhy, kterou osoba vlivem této síly urazí.

$$E_{P0} = W = F_G \cdot (L + \Delta L) \quad (3.3)$$

$$E_{P0} = m \cdot g \cdot (L + \Delta L) \quad (3.4)$$

V bodě zvratu je tedy potenciální polohová energie nulová. Zde je nutno si uvědomit, že ke vzniku maximální velikosti kinetické energie dojde v bodě K, kdy se jistící lano začne napínat. Změna kinetické energie je rovna vykonané práci. Pro elementární přírůstek můžeme tuto skutečnost zapsat následovně:

$$dE_K = dW \quad (3.5)$$

Celkovou hodnotu kinetické energie pak určíme integrací elementárních přírůstků.

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (3.6)$$

Jelikož předpokládáme, že v bodě zvratu Z dojde k úplnému zastavení pádu, můžeme konstatovat, že velikost kinetické energie je zde opět nulová. Kinetická energie se tedy zcela přeměnila na energii pružnosti lana, která v bodě zvratu nabývá svého maxima. Energie pružnosti lana lze definovat zcela analogicky jako u energie kinetické. Síla, která zde vykonává práci je však dána Hookovým zákonem. Tato síla se nazývá direkční.

Napětí v laně lze zjednodušeně vyjádřit jako součin modulu pružnosti lana a jeho poměrné deformace.

$$\sigma_L = \frac{F_D}{S_L} = E_L \cdot \varepsilon = E_L \cdot \frac{\Delta L}{L} \quad (3.7)$$

$$F_D = \frac{E_L \cdot S_L}{L} \cdot \Delta L = k_L \cdot \Delta L \quad (3.8)$$

Podíl ve vztahu (3.8) nazýváme tuhostí lana k_L . Výsledný vztah pro energii pružnosti lana lze pak vyjádřit následovně:

$$E_{PL} = \frac{1}{2} \cdot k_L \cdot \Delta L^2 \quad (3.9)$$

Dosazením polohové potenciální energie (3.4) do rovnice (3.2) s využitím vzorce (3.9) pro výpočet energie pružnosti lana v bodě zvratu můžeme napsat následující klíčovou rovnici:

$$m \cdot g \cdot (L + \Delta L) = \frac{1}{2} \cdot k_L \cdot \Delta L^2 \quad (3.10)$$

Rovnici (3.10) můžeme snadno upravit na známý tvar kvadratické rovnice a určit velikost prodloužení lana.

$$\frac{k_L}{2} \cdot \Delta L^2 - m \cdot g \cdot \Delta L - m \cdot g \cdot L = 0 \quad (3.11)$$

$$\Delta L_{1,2} = \frac{m \cdot g \pm \sqrt{(m \cdot g)^2 + 2 \cdot k_L \cdot m \cdot g \cdot L}}{k_L} = \begin{cases} + \\ - \end{cases} \quad (3.12)$$

Výsledkem jsou dva kořeny, přičemž druhý kořen je vždy záporný a nemá tedy fyzikální význam.

V bodě zvratu na zachycenou osobu působí jak tíhová síla F_G , tak směrná síla v laně F_D . Z rovnováhy sil tedy můžeme určit výslednou sílu působící na zachycenou osobu.

$$F_V = F_D - F_G = k_L \cdot \Delta L - m \cdot g \quad (3.13)$$

Pokud využijeme druhého Newtonova zákona síly, můžeme snadno vypočítat zrychlení od směrné síly v laně a následně přetížení.

$$F_D = m \cdot a_D \Rightarrow a_D = \frac{F_D}{m} \quad (3.14)$$

Přetížení určíme jako poměr zrychlení od směrné síly ke gravitačnímu zrychlení nebo přímo poměr těchto sil.

$$Gp = \frac{a_D}{g} = \frac{F_D}{F_G} \quad (3.15)$$

Pokud z rovnice (3.10) vyjádříme tíhovou sílu a dosadíme výsledný vztah do vzorce (3.15) pro přetížení, získáme po úpravách následující vztah:

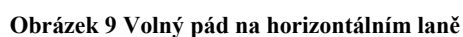
$$Gp = 2 \cdot \frac{\Delta L + L}{\Delta L} = 2 \cdot \left(1 + \frac{L}{\Delta L}\right) \quad (3.16)$$

Poslední vztah vyjadřuje skutečnost, že přetížení nebude nikdy nižší než 2G.

Výše uvedená, podrobně vysvětlená úloha, je věnována velmi zjednodušenému vertikálnímu jistícímu systému. Jelikož se tato práce zabývá především silovými účinky při zachycení pádu pomocí horizontálního jistícího systému, bude v následující kapitole uveden příklad výpočtu s horizontálně orientovaným ocelovým lanem.

3.2 Dynamika záchytu volného pádu na horizontálním laně

Dynamika záchytu na horizontálním jistícím systému je poněkud obtížnější, jelikož k napínání lana dochází pod proměnlivým úhlem, jehož velikost nelze zanedbat. Jištěná osoba navíc není přímo uvázána k horizontálnímu lanu, nýbrž pomocí pružného úvazku jistícího popruhu. Schéma horizontální jistící soustavy je znázorněno na obrázku 9. V této úloze uvažujeme horizontálně napnuté lano o tuhosti k_L . Pro výpočet veškerých veličin zde budou použity obdobné fyzikální zákonitosti jako v úloze předešlé. Vlastní tíha napnutého lana a zároveň napínací síla v laně jsou vzhledem k síle působící při záchytu zanedbatelné. Zanedbán je rovněž odpor vzduchu jako v předchozí úloze. Na obrázku 9 je znázorněno horizontálně orientované lano o délce $2L$. Jelikož k zavěšení padající osoby dojde ve středu lana, lze úlohu považovat za symetrickou. Místo, ze kterého pracovník spadne je označeno jako 0. K zachycení pádu ocelovým lanem dojde v bodě Z_1 . Lano se při zachycení prohne o úhel α a prodlouží o ΔL na každé straně. Maximální průvěs ocelového lana je označen písmenem δ . Pracovník je na ocelovém laně zavěšen navíc pružným úvazkem postroje, který má volnou délku l_0 a tuhost k_p . Pružný úvazek postroje se prodlouží o Δl . K jeho maximálnímu prodloužení dojde v místě Z_2 .


$$E_{C0} = E_{CZ_2} \quad (3.17)$$

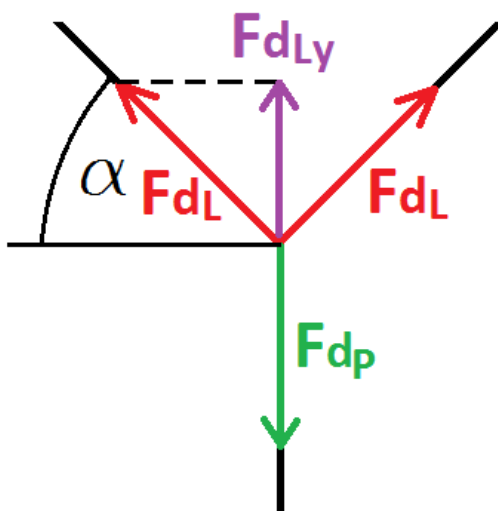
$$E_{P0} = E_{PLZ_2} + E_{PPZ_2} \quad (3.18)$$

$$E_{p0} = m \cdot g \cdot (\delta + l_0 + \Delta l) \quad (3.19)$$

$$E_{PLZ_2} = k_L \cdot \Delta L^2 \quad (3.20)$$

$$E_{PPZ_2} = \frac{1}{2} \cdot k_P \cdot \Delta l^2 \quad (3.21)$$

Další nutnou podmínkou je rovnováha sil v jednotlivých částech jisticího systému v bodě zvratu. Schéma rozložení sil je patrné z následujícího obrázku 10.



Obrázek 10 Rozložení sil

Jednotlivé směrné síly vypočítáme dle příslušných tuhostí částí jisticího systému.

$$F_{dp} = k_p \cdot \Delta l \quad (3.22)$$

$$F_{dL} = k_L \cdot \Delta L \quad (3.23)$$

$$F_{dLy} = F_{dL} \cdot \sin \alpha = k_L \cdot \Delta L \cdot \sin \alpha \quad (3.24)$$

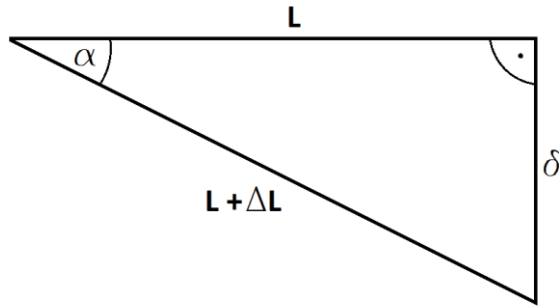
Výslednice směrné síly v ocelovém laně F_{dLy} má z důvodu symetrie poloviční velikost než směrná síla v pružném úvazku F_{dp} , avšak je obráceně orientovaná. Rovnici rovnováhy tedy můžeme zapsat následovně:

$$F_{dp} = 2 \cdot F_{dLy} \quad (3.25)$$

$$k_p \cdot \Delta l = 2 \cdot k_L \cdot \Delta L \cdot \sin \alpha \quad (3.26)$$

$$\Delta l = \frac{2 \cdot k_L \cdot \Delta L \cdot \sin \alpha}{k_p} \quad (3.27)$$

Neznámé prodloužení ΔL v předchozích rovnicích lze vyjádřit například pomocí goniometrických funkcí dle obrázku 11.



Obrázek 11 Pomocný trojúhelník

$$\cos \alpha = \frac{L}{L + \Delta L} \quad (3.28)$$

$$\Delta L = \frac{L}{\cos \alpha} - L \quad (3.29)$$

V závislosti na úhlu α můžeme rovněž vyjádřit prověšení ocelového lana δ .

$$\tan \alpha = \frac{\delta}{L} \quad (3.30)$$

$$\delta = \tan \alpha \cdot L \quad (3.31)$$

Pokud dosadíme do rovnice (3.18) příslušné, výše odvozené neznámé, získáme nelineární rovnici závislou pouze na úhlu α . Určením hodnoty tohoto úhlu a dosazením do předchozích rovnic lze získat veškeré hodnoty prodloužení části systému, či hodnoty silových účinků. Výsledný tvar získané nelineární rovnice lze po úpravě zapsat následujícím vztahem (3.32).

$$m \cdot g \cdot \left[\tan \alpha \cdot L + l_0 + \frac{2 \cdot k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right) \cdot \sin \alpha}{k_P} \right] - k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot k_P \cdot \frac{2 \cdot k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right) \cdot \sin^2 \alpha}{k_P} = 0 \quad (3.32)$$

Výsledná rovnice (3.32) je transcendentní a nelze tedy nalézt řešení v explicitním tvaru. Pro výpočet úhlu α je nutno použít numerické metody. Nejrozšířenější iterační metody pro řešení nelineárních funkcí jsou například metoda bisekce známá také jako metoda půlení intervalů, Newtonova metoda nebo-li metoda tečen, metoda sečen, či metoda regula falsi. Podstatou iteračních metod je opakované použití funkce s cílem přiblížení se správnému výsledku. Každé opakování procesu nazýváme iterací a výsledky z jedné iterace se použijí pro výpočet iterace následující.

Pro řešení rovnice (3.32) byla vytvořena tabulka 1 viz níže, ve které byl zvolen vstupní parametr δ v intervalu od 0 m po 1,4 m. Tento interval byl rozdělen na 15 hodnot tedy každý krok odpovídá 0,1 m. Pro každou elementární hodnotu δ byly v dalších sloupcích tabulky vypočteny jednotlivé parametry řešené úlohy, tedy ΔL , Δl , α . Následně byly v každém kroku vypočteny polohové a deformační energie. Hledaná hodnota úhlu α v okamžiku zastavení pádu odpovídá řádku tabulky, kde rozdíl polohové a deformační energie tedy energie celková nabývá nulové hodnoty.

č.	δ [m]	α [°]	ΔL [m]	Δl [m]	E_p [J]	E_d [J]	E_c [J]
1	0	0	0	0	941,76	0	941,76
2	0,1	0,763898	0,000667	0,000679	1020,773	0,086034016	1020,687
3	0,2	1,527525	0,002666	0,00543	1102,981	1,431451575	1101,55
4	0,3	2,29061	0,005998	0,018314	1191,573	7,709013574	1183,864
5	0,4	3,052883	0,010659	0,043371	1289,717	26,40322761	1263,314
6	0,5	3,814075	0,016648	0,084607	1400,56	70,83382919	1329,726
7	0,6	4,573921	0,023962	0,145988	1527,211	162,9463224	1364,265
8	0,7	5,332159	0,032596	0,231424	1672,742	336,8282228	1335,914
9	0,8	6,088528	0,042546	0,344766	1840,172	642,8991942	1197,273
10	0,9	6,842773	0,053807	0,489789	2032,466	1152,713794	879,7523
11	1	7,594643	0,066373	0,670188	2252,524	1964,307209	288,2166
12	1,1	8,343892	0,080237	0,889571	2503,175	3208,007296	-704,832
13	1,2	9,090277	0,095393	1,151443	2787,172	5052,630568	-2265,46
14	1,3	9,833564	0,111833	1,459207	3107,186	7711,975545	-4604,79
15	1,4	10,57352	0,129548	1,816154	3465,798	11451,52412	-7985,73

Tabulka 1 Iterační řešení

V tabulce 1 můžeme vidět, že nulová hodnota celkové energie se nachází v rozmezí mezi řádkem 11 a řádkem 12, které jsou zvýrazněny. Pro nalezení hledané hodnoty je možno využít zmíněné numerické metody například metodu půlení intervalů. Pro vstupní hodnoty uvedené v tabulce 2 je výsledná velikost úhlu alfa následující:

$$\alpha = 7,852^\circ \quad (3.33)$$

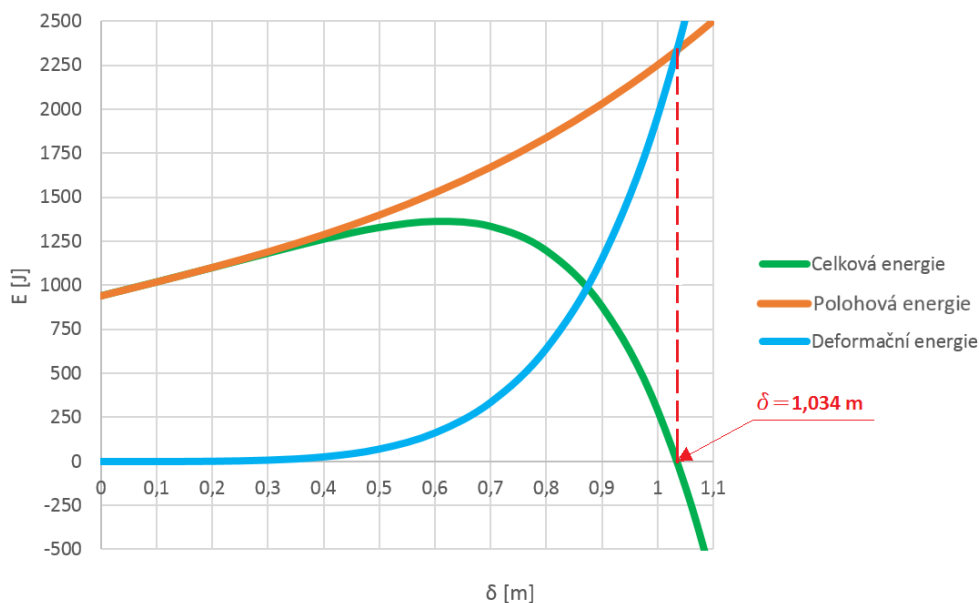
Pro tuto hodnotu je velikost celkové energie v řádech desetitisícin, tedy velmi blízko nulové hodnotě. Pro výsledný úhel α vychází hodnota průhybu ocelového lana δ :

$$\delta = 1,034 \text{ m} \quad (3.34)$$

m [kg]	g[m/s ²]	L [m]	l ₀ [m]	k _L [N/m]	k _P [N/m]
80	9,81	7,5	1,2	191000	5000

Tabulka 2 Vstupní hodnoty

Závislost jednotlivých energií na průhybu ocelového lana δ je vykreslena v následujícím grafu.



Graf 1 Závislost energií na průhybu ocelového lana

Polohová energie v grafu 1 nabývá v počátku nenulové hodnoty, jelikož v okamžiku, kdy se ocelové lano začne prohýbat, tedy $\delta=0$, je již padající osoba zavěšena na volné délce pružného úvazku l_0 .

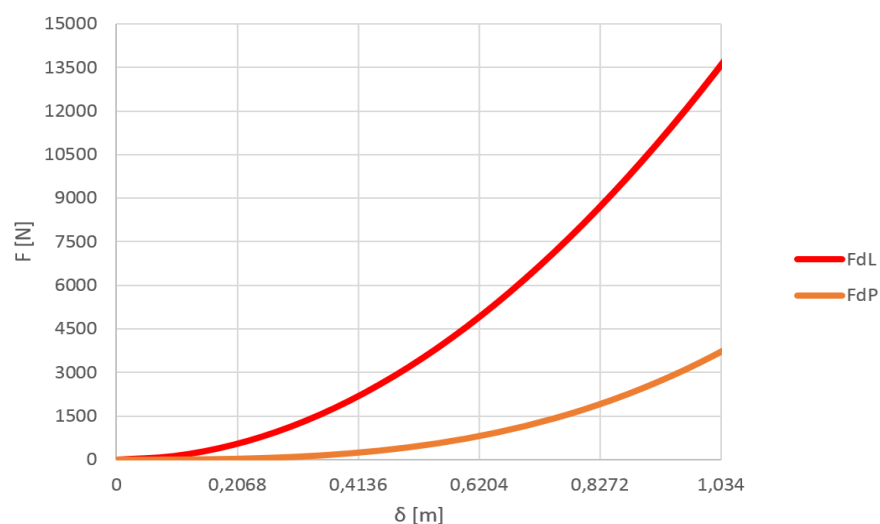
Pro úlohu horizontálního jisticího systému jsou důležité zejména silové účinky v lanech. Výpočty sil v ocelovém laně F_{dL} , v pružném úvazku F_{dP} a přetížení, které působí na padající osobu G , jsou vyjádřeny následujícími vztahy:

$$F_{dL} = k_L \cdot \Delta L = k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right) = 13558,66 \text{ N} \quad (3.35)$$

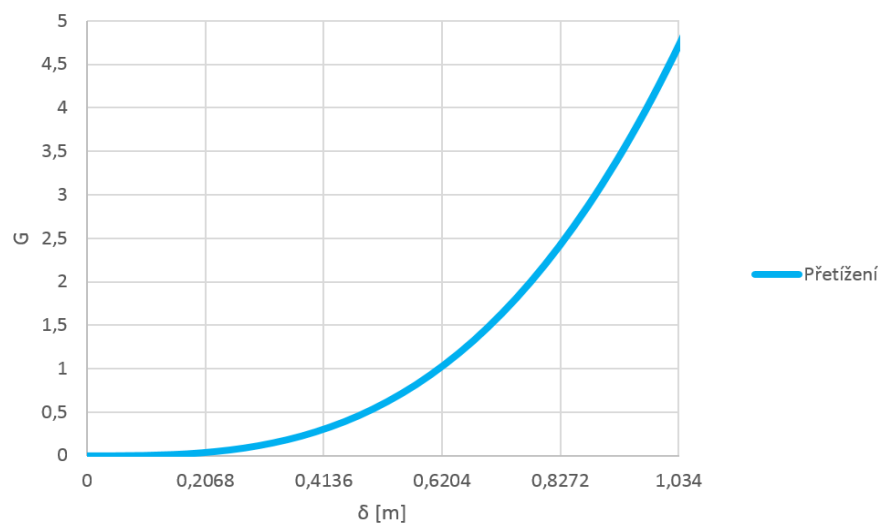
$$F_{dP} = k_P \cdot \Delta l = 2 \cdot k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right) \cdot \sin \alpha = 3704,73 \text{ N} \quad (3.36)$$

$$G_p = \frac{F_{dP}}{F_G} = \frac{2 \cdot k_L \cdot \left(\frac{L}{\cos \alpha} - L \right) \cdot \sin \alpha}{m \cdot g} = 4,72 \quad (3.37)$$

Závislosti sil v ocelovém laně a v úvazku na průhybu ocelového lana jsou zobrazeny v grafu 2. Průběh přetížení je patrný z grafu 3.



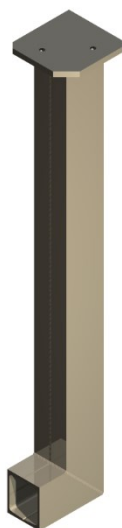
Graf 2 Průběh silových účinků



Graf 3 Přetížení v bodě zvratu

4 Nosné prvky

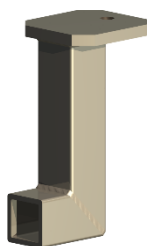
K montáži horizontálního záchytného systému na konstrukci jeřábu slouží nosné prvky, které musí splňovat požadavky zejména z pevnostního hlediska. Tvar nosných prvků je závislý především na místě upevnění ke konstrukci a na požadovaných funkčních rozměrech záchytného systému. Pro případ, jímž se zabývá tato práce, byly použity celkem čtyři typy nosných prvků. Jelikož podlaha mostu jeřábu nenavazuje přímo na svislé montážní plochy, bylo potřeba navrhnout tvar nosných prvků do písmene L. Ve všech případech se jedná o ocelové sloupky různých průřezů. Z hlediska umístění sloupků na konstrukci jeřábu, můžeme prvky rozdělit na koncové, rohové a střední. Konstrukční provedení jednotlivých sloupků je znázorněno na obrázcích 12 až 15.



Obrázek 12 Koncový sloupek mostu jeřábu



Obrázek 13 Středový sloupek mostu jeřábu



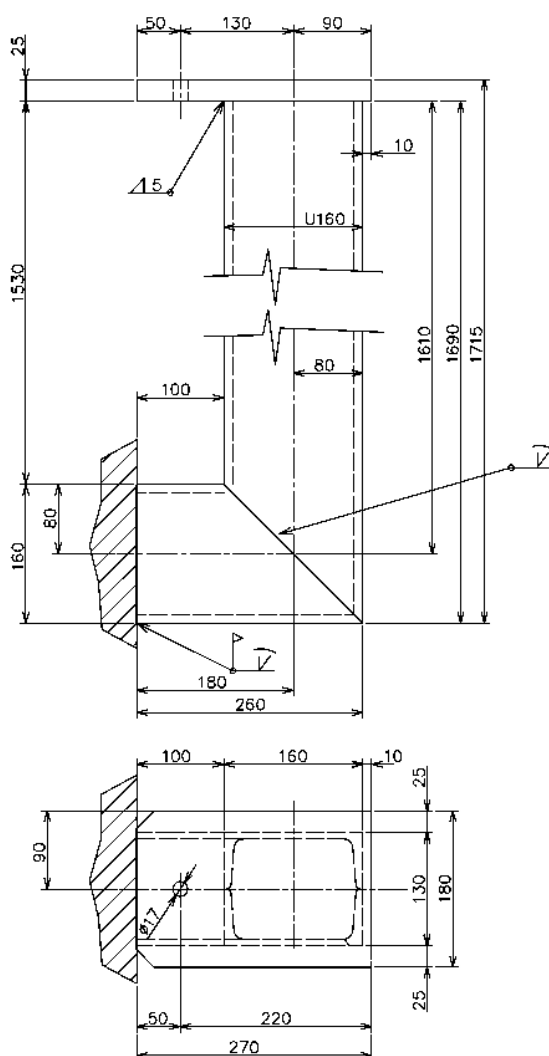
Obrázek 14 Koncový sloupek kočky jeřábu



Obrázek 15 Rohový sloupek mostu jeřábu

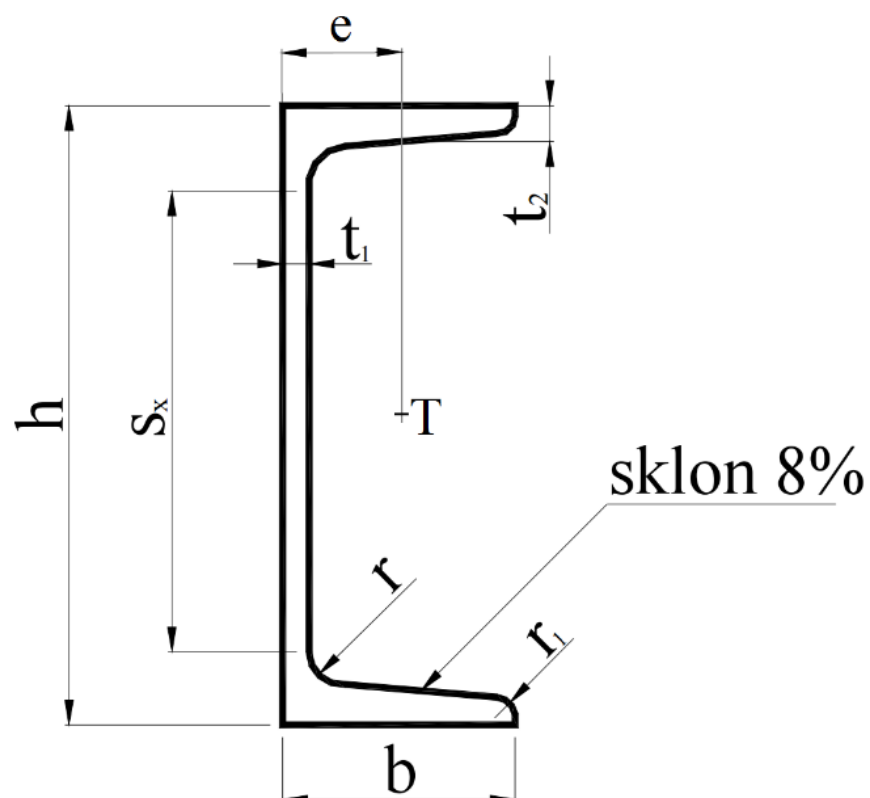
Nosné prvky jsou vyrobeny z normalizovaných polotovarů. Jednotlivé části jsou k sobě svařeny. Upevnění sloupků ke konstrukci je rovněž provedeno montážním svarem. Schéma uspořádání jednotlivých sloupků v konečné sestavě je znázorněno na obrázku 2 v kapitole 2. Průřezové rozměry byly zvoleny na základě lineárně elastických statických výpočtů, které budou podrobněji vysvětleny v dalších kapitolách. Výpočty budou provedeny na rohovém sloupku, viz obrázek 15, jelikož je tento sloupek v případě zachycení pádu nejvíce zatížen.

Geometrie zmíněného rohového sloupku je schematicky zobrazena na obrázku 16. Součást je svařena z polotovaru U160 dle normy ČSN 42 5570 a z polotovaru P 25x180 dle normy ČSN 42 5310. V horní části sloupku se nachází odvrtný otvor, který slouží k upevnění rohového bodu, který přenáší veškeré zatížení.



Obrázek 16 Schéma rohového sloupku

Rozměry a charakteristiky průřezu profilu U160 jsou uvedeny v tabulce 3. Schéma průřezu je zobrazeno na obrázku 17.



Obrázek 17 Schéma profilu U160-ČSN 42 5570

h [mm]	b [mm]	t ₁ [mm]	t ₂ [mm]	r [mm]	r ₁ [mm]	s _x [mm]	S [mm ²]	e [mm]	J _y [cm ⁴]
160	65	7,5	10,5	10,5	5,5	13,3	2400	18,4	85,3

Tabulka 3 Průřezové rozměry a charakteristiky profilu U160

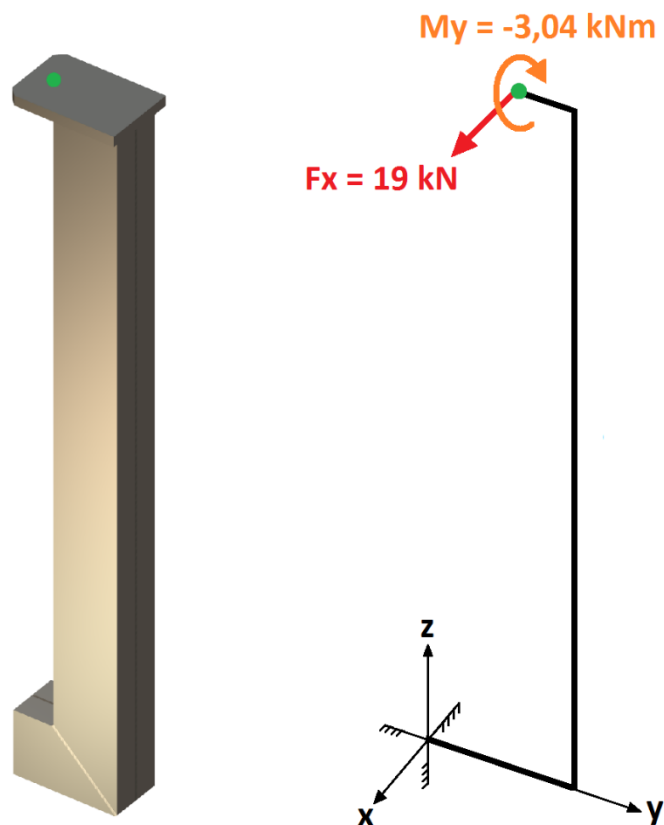
5 Výpočtový model a zatížení

Jelikož jsou nosné prvky navrhovány jako lineárně elastické, byly průřezové rozměry zvoleny tak, aby maximální výsledné napětí nepřekročilo mez kluzu, tedy aby nedošlo k plastické deformaci. Vlivem tohoto přístupu jsou vyrobené nosné prvky poměrně robustní a mají tedy vysokou hmotnost, což způsobuje značné problémy při montáži. V případě nosných prvků jistícího systému však není nutné zabráňovat plastické deformaci, ale naopak, je vhodné tuto vlastnost materiálu využít. Využitím plasticity materiálu ve výpočtu je možno navrhovat prvky s výrazně menší hmotností. Další, v tomto případě podstatnou výhodou, je fakt, že výrazné zdeformování nosných sloupků při pádu má za následek menší destruktivní vliv na zachycenou osobu. Z těchto důvodů bude dále uveden výpočet jak pro elastický materiálový model, tak pro materiálový model s uvažováním plasticity.

5.1 Zatížení nosného prvku

Silové namáhání rohového sloupku je dáno zákonitostmi, které byly vysvětleny v kapitole 3. Zatížení je během pádu a záchytu dynamické, nosné prvky však byly navrženy pomocí statické analýzy. Proto bylo nutné analýzu provádět s nejvyšší možnou dosaženou velikostí síly. Tímto přístupem je dosaženo zvýšení bezpečnosti výpočtu.

Vzhledem k počtu pracovníků na jistící lince a použitým dynamickým tlumičům byla zadavatelem stanovena nejméně příznivá kombinace namáhání, která může nastat. Toto zatížení je tvořeno vodorovnou silou o velikosti 19 kN ve směru osy jistícího lana. Místo působení této síly se nachází v otvoru v horní části sloupku, viz obrázek 18. Jelikož není ocelové lano uchyceno přímo v tomto otvoru avšak pomocí šroubu s okem, je ke zmíněné síle zahrnut také moment o velikosti -3,04 kNm, který eliminuje vzniklou odchylku od skutečného působení síly.



Obrázek 18 Schéma zatížení

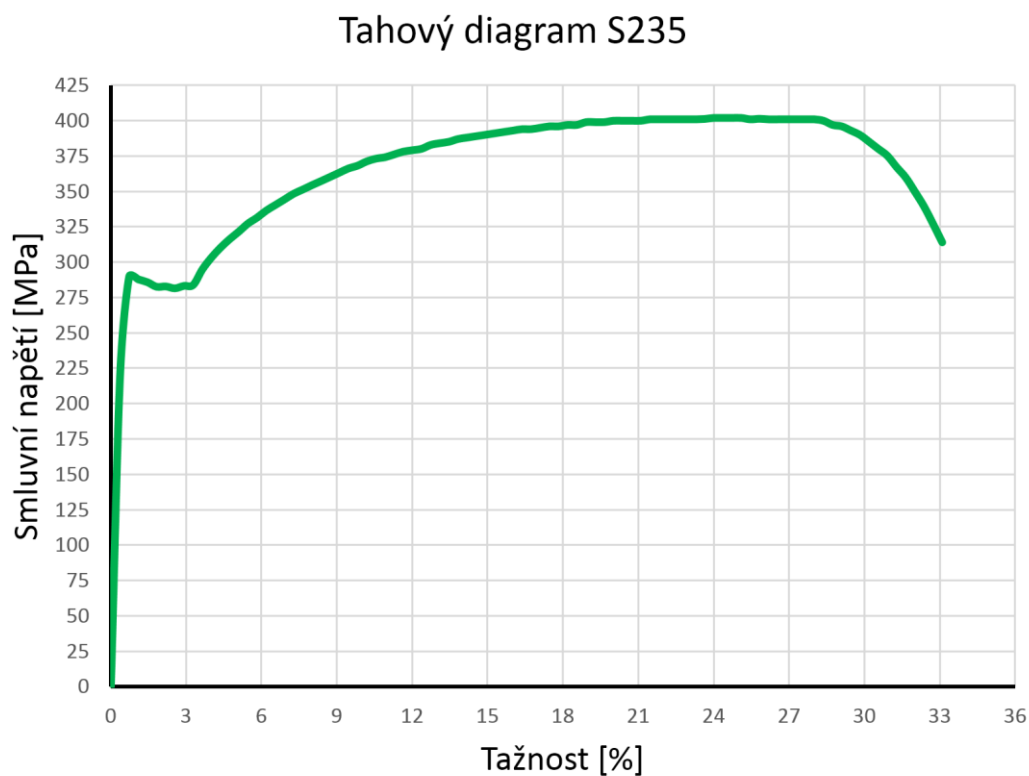
5.2 Materiál

Jelikož je navržený nosný prvek vyroben jako svařenec, byl pro jeho výrobu konstruktérem zvolen materiál S235, který je pro svařování vhodný. Jedná se o cenově příznivou konstrukční ocel, vhodnou pro jednoduché konstrukce namáhané staticky i dynamicky. Použité materiálové vlastnosti oceli S235 v běžných podmínkách jsou uvedeny v následující tabulce 4.

E [MPa]	G [MPa]	Re [MPa]	Rm [MPa]	ρ [kg/m]	μ
210000	81000	235	360	7850	0,3

Tabulka 4 Materiálové parametry S235

Hodnoty z tabulky 4 jsou použity pro lineární statický výpočet, který bude uveden níže jak analyticky, tak metodou konečných prvků. Pro nelineární výpočet se zahrnutím vlivu plasticity materiálu byla použita data z tahového diagramu, viz graf 4. Křivka v grafu byla tabelována. Způsob zahrnutí těchto materiálových dat do analýzy bude popsán v kapitole pro nelineární výpočet.



Graf 4 Smluvní tahový diagram

6 Lineární analýza a rozbor výsledků

Závislost napětí a přetvoření pro lineárně pružný materiál lze popsat pomocí Hookova zákona, který definuje přímou úměrnost deformace a napětí v deformovaném tělese. Tato závislost je platná pouze v případech, kdy je možno napětí i poměrnou deformaci jednoznačně popsat pouze jedním parametrem, tedy pro prostý tah a tlak či prostý smyk. Závislosti pro prostý tah je uveden v rovnici (6.1) a prostý smyk v rovnici (6.2). Grafické ztvárnění Hookova zákona je zobrazeno na obrázku 19.

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon_x \quad (6.1)$$

$$\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy} \quad (6.2)$$

Závislost mezi modulem pružnosti v tahu E a ve smyku G lze vyjádřit pomocí Poissonovy konstanty μ následující rovnicí:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (6.3)$$

Závislost napětí a poměrné deformace podle Hookova zákona není zcela obecná, jelikož je omezená podmínkou, že deformace jsou velmi malé a nezasahují do oblasti plastického chování materiálu.

Pokud ve vyšetřovaném bodě izotropního materiálu působí všechny složky napětí, tedy nastává obecná prostorová napjatost, popisuje lineární závislost deformací na napětích obecný Hookův zákon daný šesti následujícími rovnicemi:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \mu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)] \quad (6.4)$$

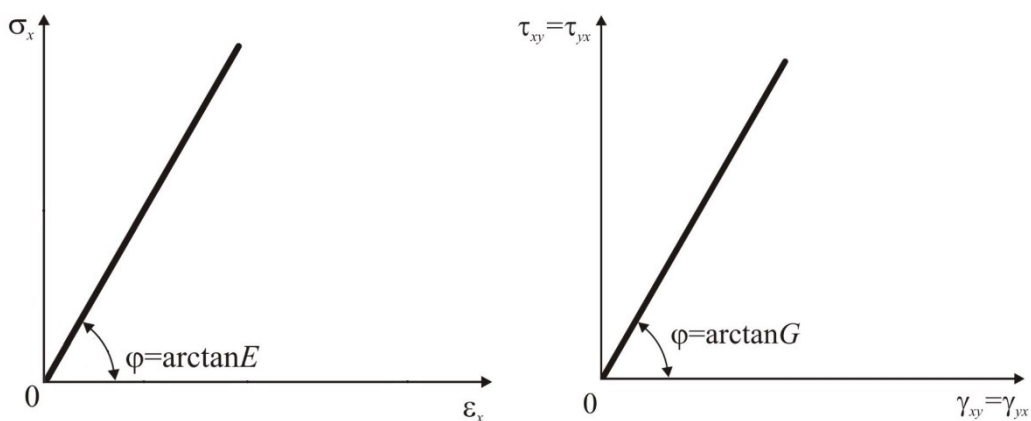
$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_z)] \quad (6.5)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)] \quad (6.6)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (6.7)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (6.8)$$

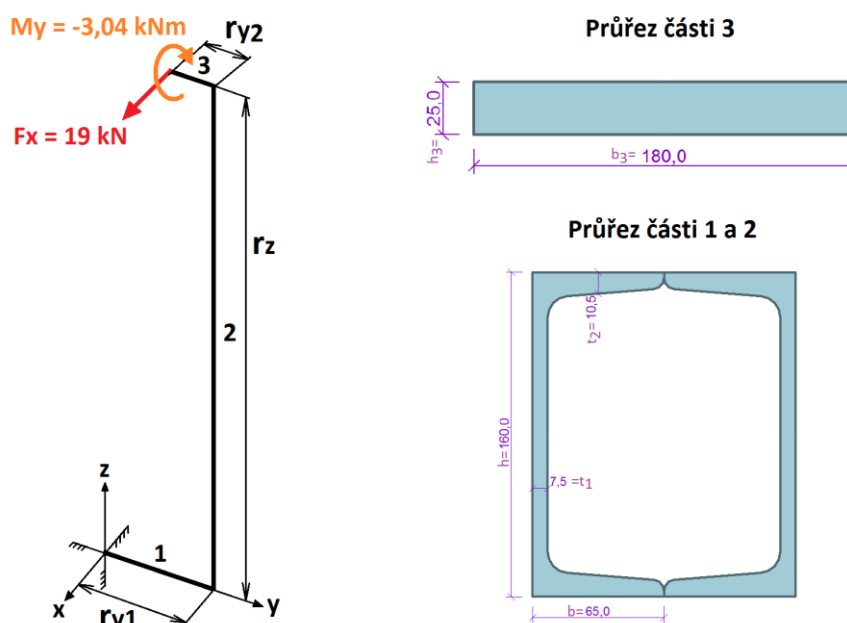
$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (6.9)$$



Obrázek 19 Grafické ztvárnění Hookova zákona pro prostý tah a smyk

6.1 Analytická metoda

Geometrii řešeného rohového nosného prvku rozdělíme na 3 části, viz obrázek 20. Jelikož tato kapitola slouží pouze ke srovnání, budou zde vypočtena pouze dominantní napětí v částech 1 a 2. Prvek zde bude analyzován jako lomený nosník. Na obrázku 20 je rovněž znázorněno zatížení nosníku a jednotlivé tvary průřezů.



Obrázek 20 Rozdělení lomeného nosníku a jeho průřezy

V části 1 lomeného nosníku má největší význam smykové napětí od kroucení silou F_x . Pro určení tohoto napětí je nutné nejprve stanovit krouticí moment M_k a modul průřezu části 1 v krutu W_k , pro které platí vztahy:

$$M_k = F_x \cdot r_z + M_y = 27787500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.10)$$

$$W_k = 2 \cdot t_1 \cdot (h - t_2) \cdot (2 \cdot b - t_1) = 274706,25 \text{ mm}^3 \quad (6.11)$$

Výsledné maximální smykové napětí v části 1 pak určíme následovně:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 101,15 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

V další části 2 lomeného nosníku má nejvýznamnější vliv ohybové napětí, které způsobuje síla F_x na rameni r_z . Nejprve tedy určíme velikost ohybového momentu a modul průřezu v ohybu:

$$M_o = F_x \cdot r_z + M_y = 27787500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.13)$$

Modul průřezu určíme pomocí momentu setrvačnosti k ose y . Hodnota momentu setrvačnosti J_y je uvedena v kapitole 4 v tabulce 3 stejně jako další použité hodnoty. Jelikož je moment setrvačnosti v tabulce vztažen k těžišti průřezu použitého polotovaru, použijeme Steinerovu větu pro přepočet na celkový průřez. Celkový moment setrvačnosti průřezu části 2 určíme následovně:

$$J_{yc} = 2 \cdot (J_y + S \cdot (b - e)^2) = 12129488 \text{ mm}^4 \quad (6.14)$$

$$W_o = \frac{J_{yc}}{b} = 186607,51 \text{ mm}^3 \quad (6.15)$$

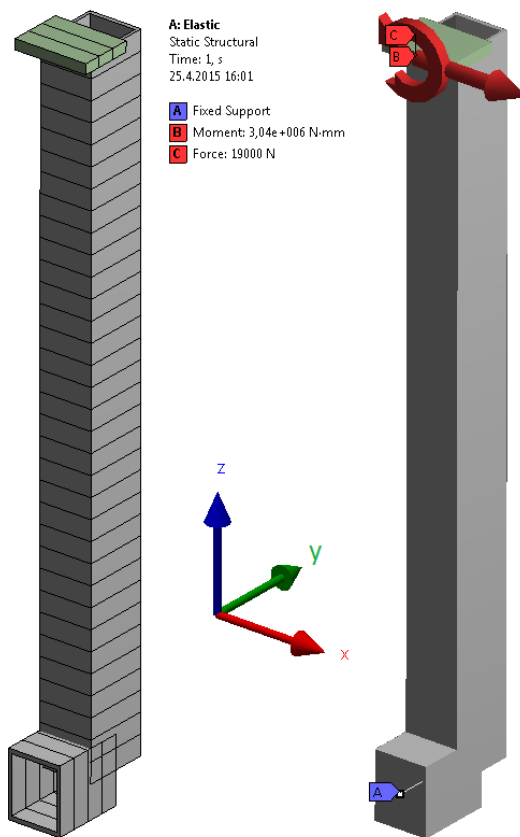
Výsledné maximální ohybové napětí v části 2 pak určíme následujícím vztahem:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 148,91 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

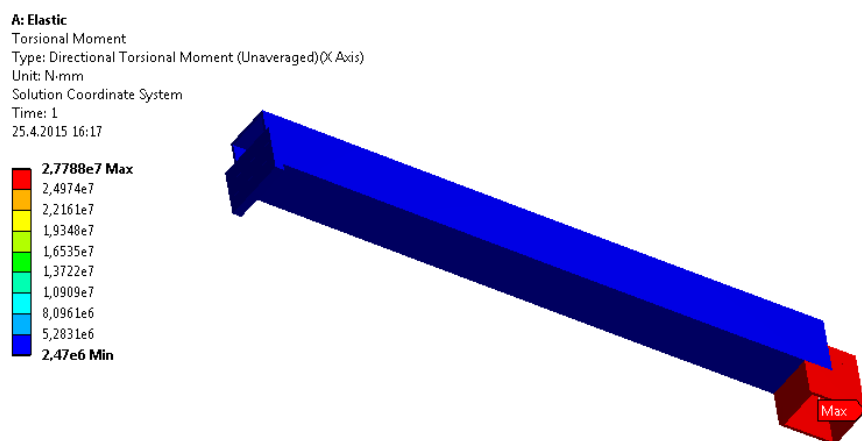
6.2 Metoda konečných prvků

Pro lineární analýzu metodou konečných prvků byl použit program ANSYS Workbench 15.0. Materiál byl zadán izotropní a pružně elastický pomocí modulu pružnosti E a Poissonovy konstanty μ z tabulky 4 uvedené v kapitole 5.2. Geometrie zde byla vymodelována na základě rozměrů součásti z obrázku 16 (viz kapitola 4) jako 1D nosník. Dále byly přiřazeny průřezové rozměry tak aby odpovídaly použitým polotovarům. Na vytvořené geometrii byla vytvořena síť konečných prvků nosníkového typu. Síť konečných prvků je zobrazena na obrázku 21 níže. V obrázku 21 je rovněž znázorněno zadání okrajových podmínek, které jsou dány silou o velikosti 19 kN ve směru osy x , momentem o velikosti -3,04 kNm kolem osy y a vetknutím v bodě A označeným modrou barvou, které představuje montážní svar.

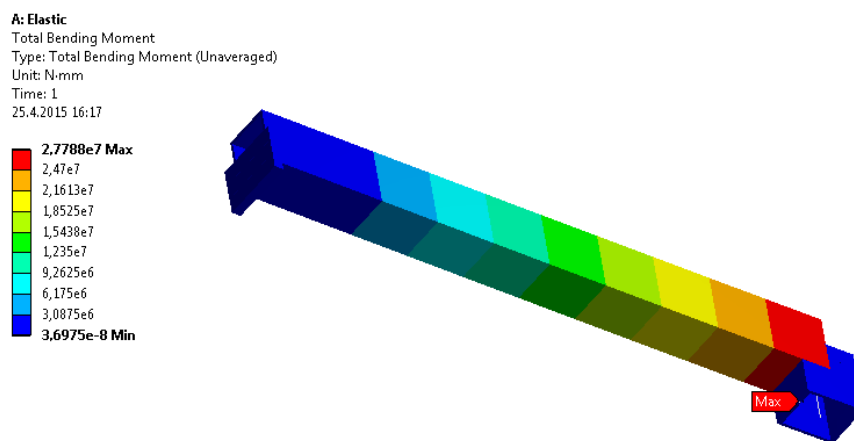
Pro porovnání s analytickou metodou jsou níže graficky znázorněny jednotlivé výsledné hodnoty. Vybrané výsledky jsou dále porovnány v tabulce 5.



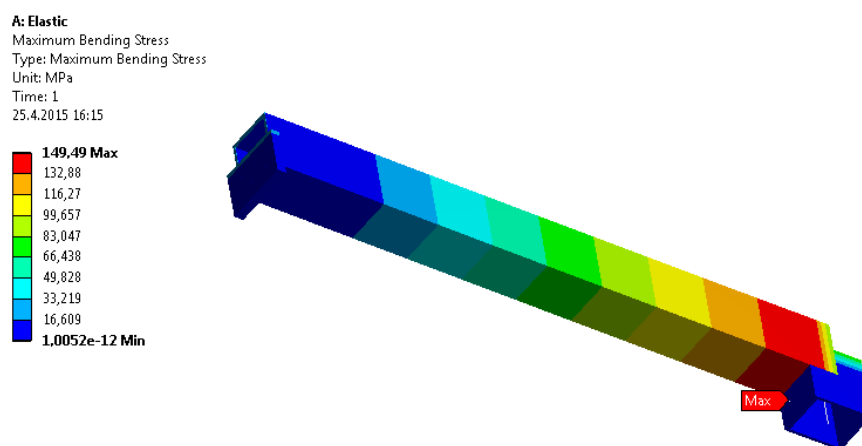
Obrázek 21 Síť konečných prvků a okrajové podmínky



Obrázek 22 Průběh krouticího momentu



Obrázek 23 Průběh ohybového momentu



Obrázek 24 Průběh ohybového napětí

Metoda výpočtu	Analyticky	MKP
Maximální krouticí moment [kNm]	27,8	27,8
Maximální ohybový moment [kNm]	27,8	27,8
Maximální ohybové napětí [MPa]	148,91	149,49

Tabulka 5 Porovnání hodnot

Výsledné hodnoty porovnávané v tabulce 5 se téměř neliší, nepatrná odchylka u ohybového napětí je způsobena vlivem použití tabulkových hodnot plochy průřezu a vzdálenosti těžiště označené písmenem e v analytickém výpočtu.

7 Nelineární analýza a rozbor výsledků

Tato kapitola je věnována analýze nosného prvku záchytného systému se zahrnutím jak geometrické tak materiálové nelinearity. Jelikož je problematika nelineárních úloh v mnoha směrech podstatně složitější než řešení úloh lineárních, budou základní poznatky této problematiky níže přiblíženy. Nelineární analýza se od lineární liší zejména závislostí na posloupnosti stavů, kterými řešený systém od začátku až do konce děje projde. Jelikož jsou u nelineárních úloh pro řešení dostupné pouze omezené prostředky, používáme zpravidla numerických metod.

7.1 Geometrická nelinearita

Příčinou geometrické nelinearity jsou velké posunutí spolu s natočeními, které mohou, ale nemusí doprovázet velká přetvoření. Geometrické nelinearity tedy dělíme na velké posuvy a velká přetvoření. Velká přetvoření však vždy zahrnují velké posuvy. V úlohách s geometrickou nelinearitou se při sledování elementu tělesa musí brát v úvahu nejen změny tvaru, ale i posunutí a rotace elementu tělesa jako tuhého celku. Tato posunutí nemusí být obecně infinitesimální. Posuvy jednotlivých bodů elementu se skládají z posuvu a rotace celého tělesa a posuvů každého bodu tělesa způsobených jeho deformací v nové poloze. Aby byly splněny konstitutivní zákony, musí k tenzoru napětí existovat vhodně definovaný tenzor přetvoření. Vnitřní elementární sílové účinky v přetvořeném stavu mohou být vztaženy k elementárním plochám v původní, nebo v deformované konfiguraci. Jsou-li ve výpočtu pomoci metody konečných prvků zahrnuty velké posuvy, je nutno rozdělit řešení na vhodný počet podkroků. Zatěžování pak nastává po přírůstcích a v každém z podkroků je aktualizována geometrie analyzovaného tělesa. Názorným příkladem velkých posunutí je například zatížený rybářský prut, viz obrázek 25.

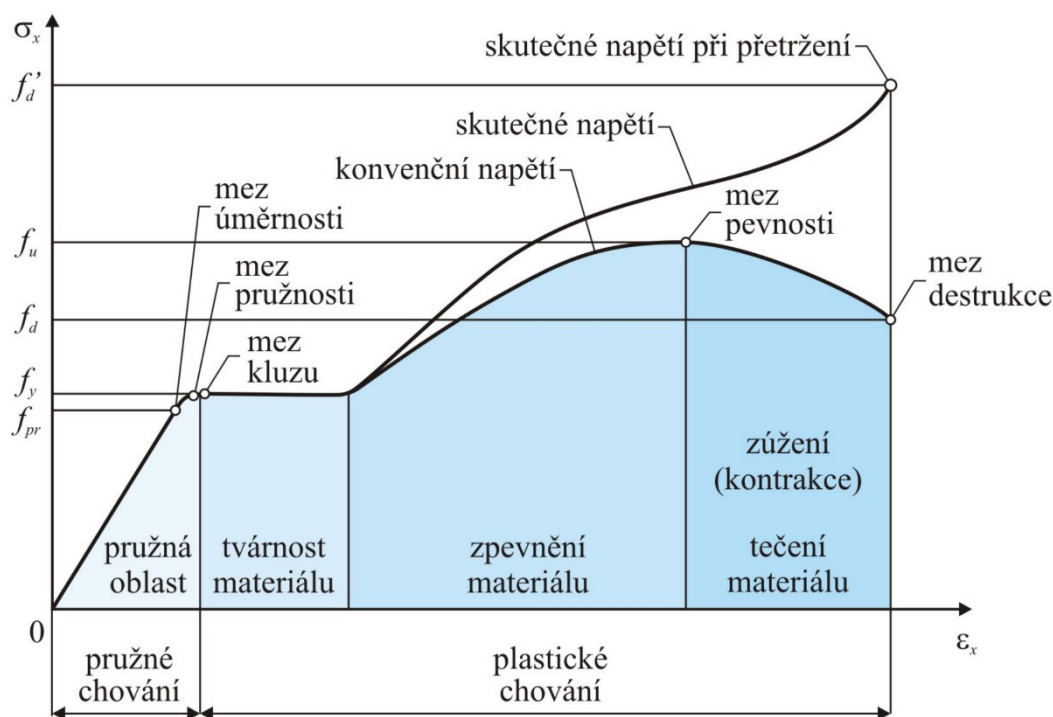


Obrázek 25 Ukázka geometrické nelinearity

7.2 Materiálová nelinearita

Materiálová nelinearita je dána nelineárním chováním materiálu, v této práci představuje materiálovou nelinearitu zavedení elasto-plastického materiálu. Plasticitou rozumíme schopnost materiálu nevratně se deformovat tvárným způsobem bez porušení. Po odlehčení zatížení tedy v analyzovaném prvku zůstávají trvalé plastické deformace, což znamená, že se materiál nechová stejně při zatížení jako při odlehčování. Závislost mezi napětím a deformací již není popsána lineárním Hookovým zákonem, ale nelineární funkcí. V případě takovéto nelinearity již není možno využít principu superpozice. Při řešení úloh s materiálovou nelinearitou v MKP je matice tuhosti funkcí posuvů.

Skutečné celkové chování materiálu lze nejlépe vypořádat provedením experimentální zkoušky v laboratoři. Výsledkem zkoušek jsou pracovní diagramy materiálu, které lze dále matematicky idealizovat do méně složitých závislostí. Příklad pracovního diagramu konstrukční oceli je uveden na obrázku 26.



Obrázek 26 Příklad pracovního diagramu

Při tvorbě pracovního diagramu se v běžných případech neuvažuje s kontrakcí zkušební vzorku, normálové smluvní napětí se tedy vztahuje k původní ploše průřezu. Takovéto napětí je nazýváno konvenčním. Konvenční napětí se od skutečného poněkud liší. Skutečný průběh napětí, však lze přepočíst pomocí korekčních vztahů.

7.3 Numerické metody řešení nelineárních úloh

Konečnoprvkové programy řeší nelineární úlohy nejčastěji způsobem, který vyžaduje rozložení zatížení tělesa na určité množství podkroků (substepů), které musí být dostatečně malé, aby bylo možno chování v daném rozmezí linearizovat s dostatečnou přesností. V každém podkroku se tedy přidává část zatížení a deformace společně s napjatostí se dopočítává lineárně. Další přírůstek zatížení se pak přidává na už zdeformovanou síť konečných prvků z předchozího podkroku. Každý z přírůstkových kroků zatížení vyžaduje několik iterací. Tímto způsobem výpočet postupuje až do dosažení celkové hodnoty zatížení.

Jelikož bude nelineární analýza nosného prvku provedena v programu ANSYS Workbench pomocí metody konečných prvků, bude v tomto článku pojednáno o numerické metodě řešení nelineárních úloh, která je v takových programových systémech nejpoužívanější. Touto numerickou metodou je Newton-Raphsonova metoda. K získání výsledků metoda využívá tangentsní modul získaný z předchozí iterace. Řeší se rovnice:

$$[K(\{U\})] \cdot \{U\} = \{F\} \quad (7.1)$$

Kde globální matici tuhosti systému uvažujeme, jako funkci posunutí U . Pro zjednodušení zápisu zavedeme dále funkci:

$$[K(\{U\})] \cdot \{U\} = \{Q\} = \{Q(\{U\})\} \quad (7.2)$$

Funkci $\{Q\}$ rozvedeme v Taylorovu řadu v okolí bodu $\{U_0\}$, který se od hledaného řešení $\{U_1\}$ liší o $\{\Delta U\}$. Platí tedy následující vztah:

$$\{U_1\} = \{U_0\} + \{\Delta U\} \quad (7.3)$$

$$\{Q\{U_1\}\} = \{Q\{U_0\}\} + [J_0]\{\Delta U\} + \dots \quad (7.4)$$

Matice $[J_0]$ je tzv. Jacobiho matice, která je definovaná následovně:

$$[J_0] = \frac{\partial \{Q\}}{\partial \{U\}_T} \quad (7.5)$$

Další, nelineární členy Taylorovy řady lze zanedbat. Prvky Jacobiho matice určíme dle předchozího vztahu (7.5), známe-li funkce (7.2). Lze tedy psát vztah pro i -tý řádek:

$$F_i = Q(U_k) = K_{ij}U_j \quad (7.6)$$

Derivaci prvku vektoru zatížení $\{F\}$ podle j -té proměnné lze obecně zapsat takto:

$$\frac{\partial F_i}{\partial U_j} = \frac{\partial K_{il}}{\partial U_j} U_l + K_{ij} = H_{ij} + K_{ij} \quad (7.7)$$

Jelikož předchozí rovnicí lze vyjádřit prvek Jacobiho matice, můžeme dále psát:

$$[J_0] = [H(\{U_0\})] + [K(\{U_0\})] \quad (7.8)$$

Protože je matice $[H(\{U_0\})]$ nesymetrická a její vyčíslení je tedy náročné, zpravidla se tato matice zanedbává, což je vzhledem k iteračnímu postupu řešení přijatelné. Zjednodušeně lze tedy napsat:

$$[J_0] \doteq [K(\{U_0\})] \quad (7.9)$$

Dosadíme-li rovnici (7.9) do (7.4) získáme následující vztah:

$$\{Q\{U_1\}\} = \{Q\{U_0\}\} + [K(\{U_0\})]\{\Delta U\} \quad (7.10)$$

Pokud použijeme následující dva vztahy:

$$\{Q\{U_1\}\} = \{U_1\} \quad (7.11)$$

$$\{Q\{U_0\}\} = [K\{U_0\}]\{U_0\} \quad (7.12)$$

Lze rovnici (7.10) přepsat do následujícího tvaru:

$$[K(\{U_0\})]\{\Delta U\} = \{R\} \quad (7.13)$$

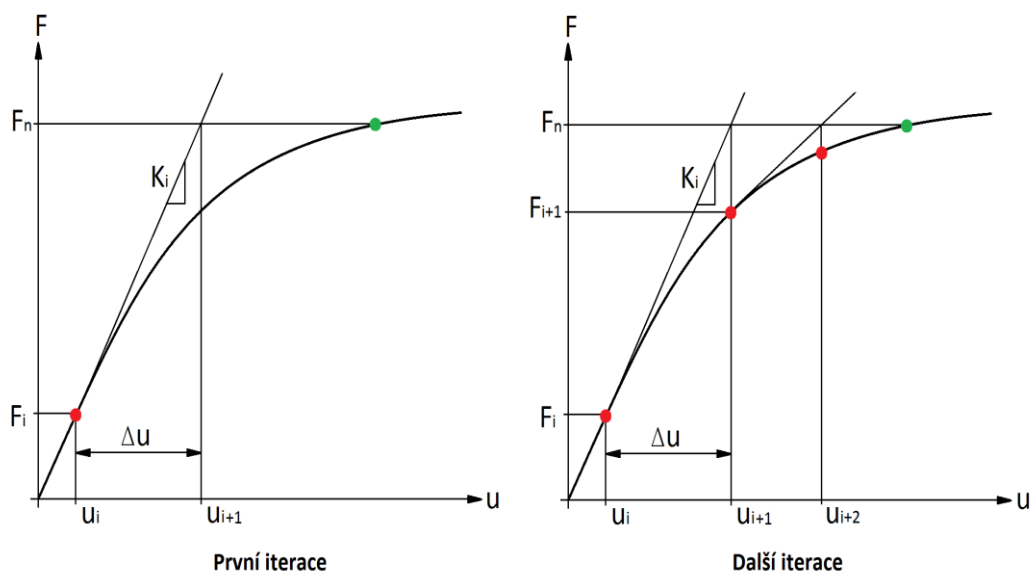
Kde $\{R\}$ je zbytková nevyvážená síla:

$$\{R\} = \{F_1\} - [K\{U_0\}]\{U_0\} \quad (7.14)$$

Spojením posledních dvou vztahů získáme soustavu lineárních algebraických rovnic. Řešením této soustavy lze dopočítat přírůstek $\{\Delta U\}$, který je však pouze přibližný a jeho hodnotu je nutno zpřesnit v iteračním procesu.

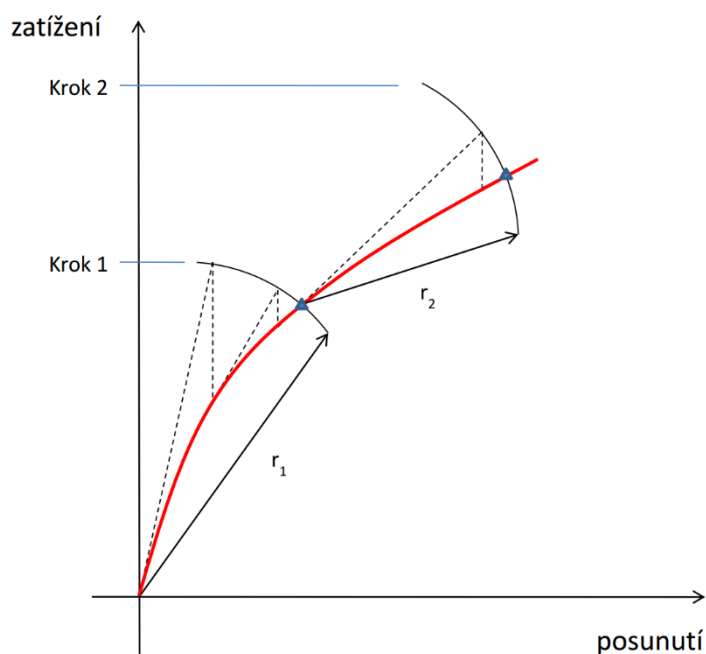
$$[K(\{U_0\})]\{\Delta U\} = \{F_1\} - [K\{U_0\}]\{U_0\} \quad (7.15)$$

Geometrické znázornění Newton-Raphsonovy metody je zobrazeno na obrázku 27.



Obrázek 27 Geometrická interpretace Newton-Raphsonovy metody

Pro Newton-Raphsonovu metodu existují různé modifikace, které mohou například urychlovat konvergenci řešení. Pokud tyto typy analýz selhávají lze využít jiné způsoby řešení, například metodu délky oblouku, jejíž schéma je uvedeno na obrázku 28.



Obrázek 28 Metoda délky oblouku

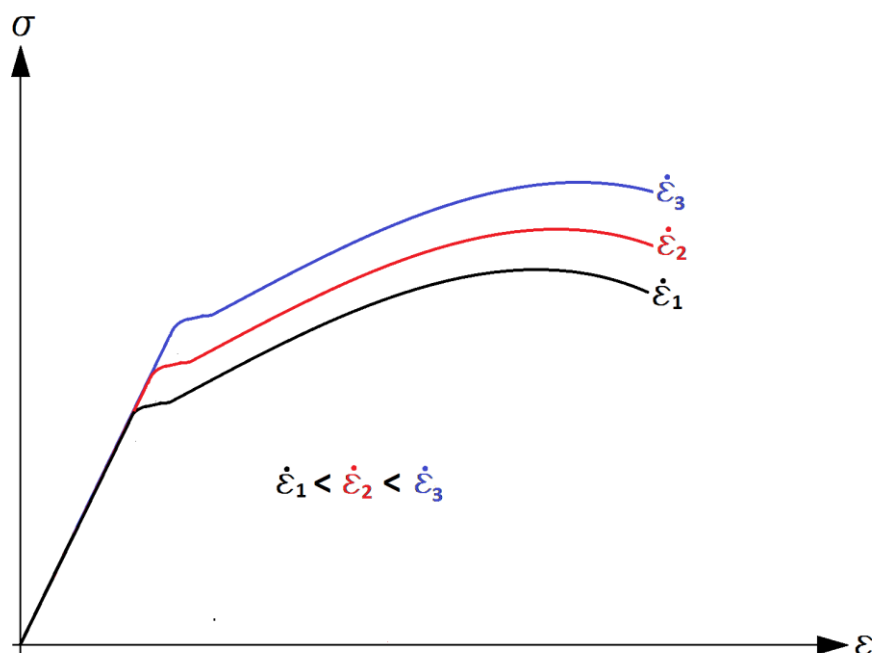
7.4 Analýza stávajícího stavu

Aby bylo možno provést nelineární analýzu rohového sloupku, který byl výše řešen lineárně, bylo nejprve zapotřebí komplexně zhodnotit průběh celkového děje při pádu a zachycení osoby. Zejména na průběhu zatížení závisí zvolení materiálového modelu a okrajových podmínek. Jelikož je zachycení pádu děj dynamický, bylo nutné zvážit, zda rychlost tohoto děje ovlivňuje chování nosného materiálu při deformaci. Při velké rychlosti deformace nelze použít běžnou statickou tahovou zkoušku materiálu pro získání potřebných dat, jelikož chování ocelí je s rostoucí rychlostí deformace proměnlivé. Pro rychlé dynamické děje lze pak v programu ANSYS Workbench využít explicitní řešič, ve kterém lze využít implementované materiálové modely zahrnující plasticitu, jako jsou například Johnson-Cook, či Cowper-Symonds modely.

Závislost Cowper-Symondsova modelu na rychlosti deformace je dána následujícím vztahem:

$$\frac{\sigma_{dyn}}{\sigma_{stat}} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \quad (7.16)$$

Kde D a q jsou Cowper-Symondsovy parametry, které lze získat například dynamickou zkouškou materiálu. Vliv použití předchozího vztahu pro různé rychlosti deformace je zjednodušeně graficky znázorněn na obrázku 29.



Obrázek 29 Vliv rychlosti deformace použitím Cowper-Symondsova modelu

Po uvážení vlivu veškerých dynamických tlumičů pádu, tuhostí prvků v celkovém systému a volné hloubky pádu bylo odborným odhadem stanoveno, že maximální rychlost deformace materiálu nosného prvku při zatížení není extrémně vysoká a lze tedy s akceptovatelnou chybou použít materiálové parametry, získané statickou tahovou zkouškou, které byly k dispozici.

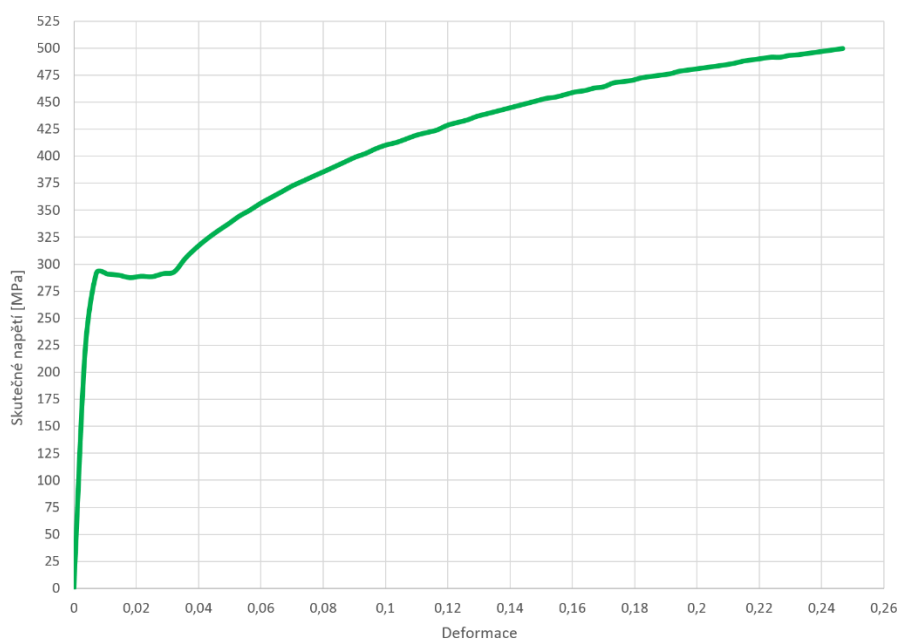
7.4.1 Aplikace materiálového modelu

Smluvní diagram, jenž byl použit pro získání materiálových dat, byl uveden v kapitole 5 v grafu 4. Pro zadání do použitého programu byla data tabelována a následně přepočtena na skutečné hodnoty. Pro tento přepočet byly použity následující vztahy:

$$\sigma_{sk} = \sigma_{sm} \cdot (1 + \varepsilon_{sm}) \quad (7.17)$$

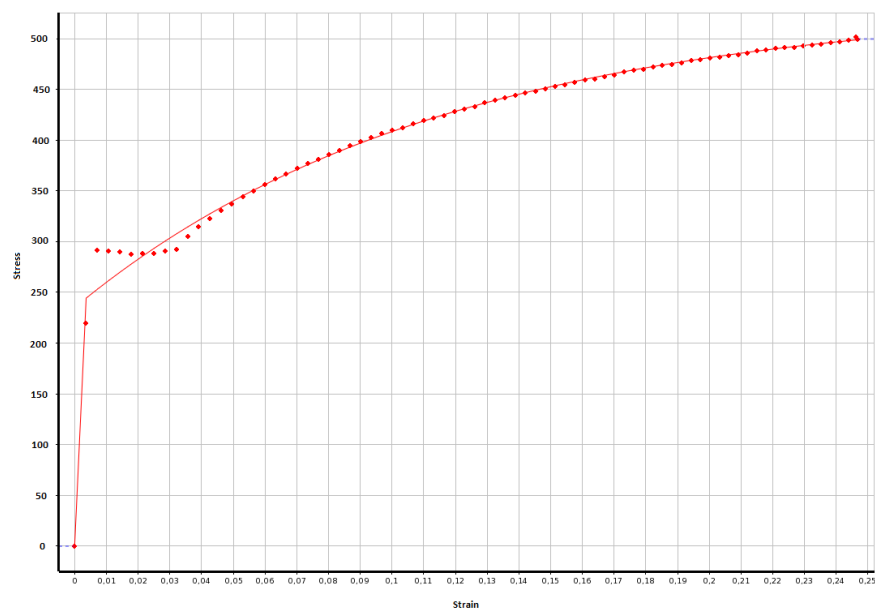
$$\varepsilon_{sk} = \ln(1 + \varepsilon_{sm}) \quad (7.18)$$

Tento přepočet však neplatí za mezí pevnosti, proto byla data přepočtena pouze po tuto mez. Skutečná křivka tahového diagramu je zobrazena v grafu 5.



Graf 5 Skutečný tahový diagram

Skutečné hodnoty napětí a jim odpovídající deformace byly v programu ANSYS Workbench zadány tabulkou a následně proloženy křivkou pomocí funkce „Curve Fitting“. V tomto případě byl použit Chabocheho nelineární plastický model. Aproximace materiálových dat křivkou je znázorněna v grafu 6.



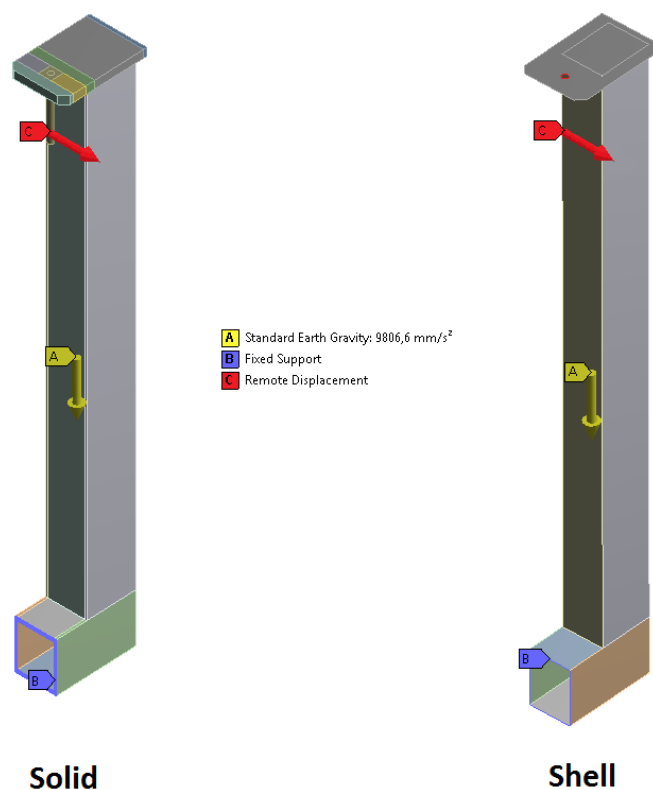
Graf 6 Aproximace materiálových dat

Z předchozích grafů je patrné, že skutečné napětí na mezi pevnosti dosáhne hodnoty přibližně 500 MPa. Tato hodnota bude v dalších výpočtech brána jako mezní pro splnění bezpečné funkčnosti nosného prvku.

7.4.2 Geometrie a okrajové podmínky

V dalším kroku bylo nutné vytvořit 3D model nosného rohového prvku. Z důvodu náročnosti analýzy na dostupný hardware a omezení licence softwaru byly v modelu zanedbány zkosení a zaoblení, aby bylo možno vytvořit vhodnou síť konečných prvků. Rovněž byly zanedbány svary, geometrie byla tedy vymodelována jako jeden celek. Na tuto skutečnost je nutno brát ohled při vyhodnocování výsledků. Jelikož je vyhodnocení MKP výsledků nelineární úlohy poměrně komplikovaná záležitost, byly vytvořeny dva geometrické modely pro možnost porovnání. První model byl vytvořen jako „solid“, druhý model byl vymodelován jako „shell“ pomocí střednicových ploch. Oba tyto modely s aplikovanými okrajovými podmínkami jsou zobrazeny na obrázku 30, kde žlutá barva označuje zahrnutou gravitaci, modrá barva pevnou vazbu a červená barva směr zatížení, zde ve smyslu deformace.

Deformační okrajová podmínka byla zadána o velikosti 1000 mm ve směru zadaného zatěžování z důvodu, aby bylo později možno vykreslit silovou reakci a stanovit tedy maximální možné silové zatížení prvku. U solidového modelu byla podmínka zadána na přidání prvek vyšší tuhosti, tak aby namáhání odpovídalo co nejlépe reálné situaci, u skořepinového prvku je namáhání obdobné, avšak zavazbeno k hornímu otvoru sloupku.

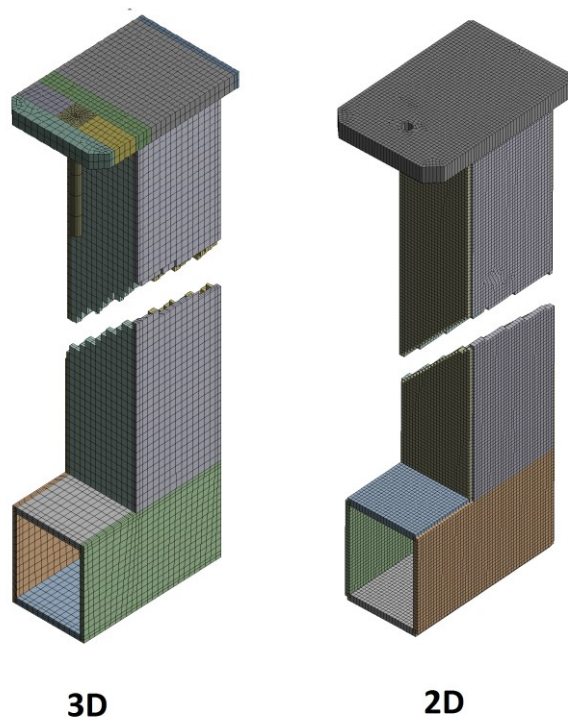


Obrázek 30 Geometrie analyzovaného prvku a okrajové podmínky

Jelikož uvažujeme poměrně velkou vzdálenost místa zavěšení osoby od nosného prvku a vzhledem k velikosti prohnutí ocelového lana je možno zanedbat postupné naklápění směru zatěžování a uvažovat tento směr neměnný, čili vodorovný.

7.4.3 Sít' konečných prvků

Konečnoprvková síť byla na solidovém modelu vytvořena pomocí šestistěnných elementů (hex). Na nejmenší tloušťku stěny profilu byly přiřazeny 3 vrstvy sítě. Počet uzlů 3D sítě je 141462. Pro 2D síť skořepinového modelu byly zvoleny pravidelné plošné čtvercové elementy. Počet uzlů 2D sítě je 39230. Pro možnost získání přesnějších výsledků by bylo vhodné provést zjemnění sítě, avšak na úkor časové náročnosti. Vytvořené konečnoprvkové sítě jsou zobrazeny na obrázku 31.

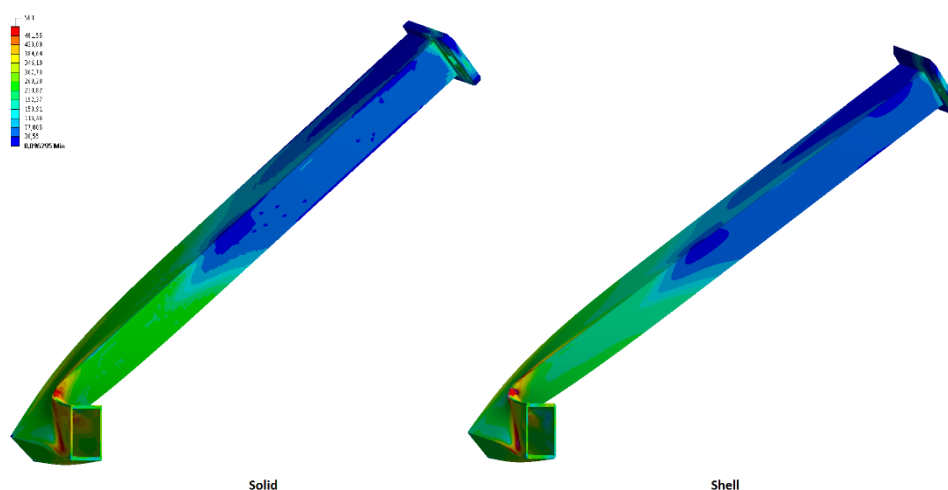


Obrázek 31 Konečnoprvkové sítě

7.4.4 Nastavení analýzy a zhodnocení výsledků

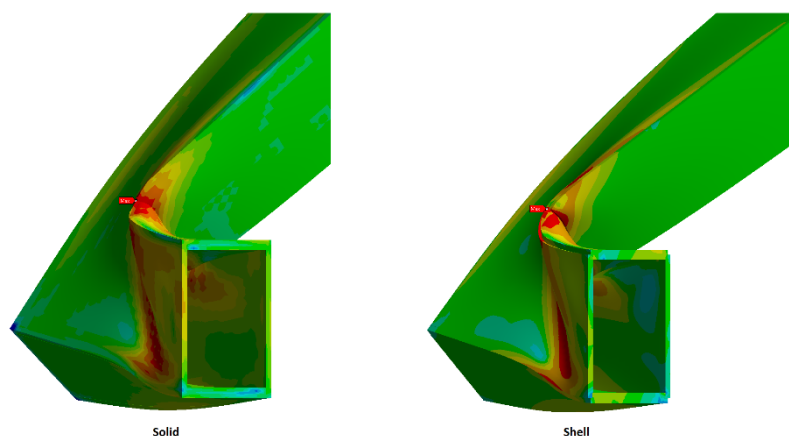
Nastavení analýzy pro model s 3D sítí je obdobné jako u modelu se sítí 2D. Jelikož se jedná o statickou analýzu, bylo nutné nastavit pouze řešení s velkými deformacemi a počet výpočetních kroků. Aby byla zaručena konvergence řešení, byl maximální počet podkroků nastaven na 50 tisíc v obou případech.

Jelikož byl nosný prvek zatěžován deformačně v poměrně velkém rozsahu, byly výsledky zobrazeny v momentě, kdy došlo k dosažení meze pevnosti, tedy 500 MPa. Výsledky napětí von Mises jsou graficky znázorněny na obrázku 32.



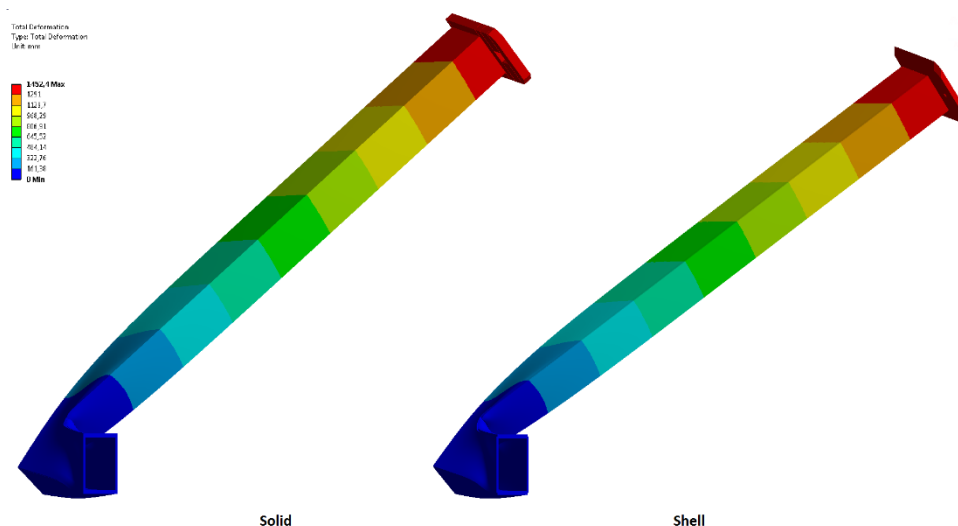
Obrázek 32 Napětí von Mises

Z grafických zobrazení průběhů napětí lze pozorovat, že k dosažení meze pevnosti, tedy 500 MPa došlo v místě ostrého zlomu geometrie nosníku. V tomto bodě dochází rovněž k nejvýznamnější deplaci průřezu. Detail kritického místa je zobrazen na následujícím obrázku 33.



Obrázek 33 Detail kritického napětí

Jak je vidět z předchozího obrázku, průběh napětí se u modelu s prostorovou a rovinnou sítí téměř neliší. K odchylce však dochází, pokud zobrazíme celkové posunutí nosných prvků, viz obrázek 34. Hodnoty maximálních celkových posunutí jsou uvedeny v tabulce 6.

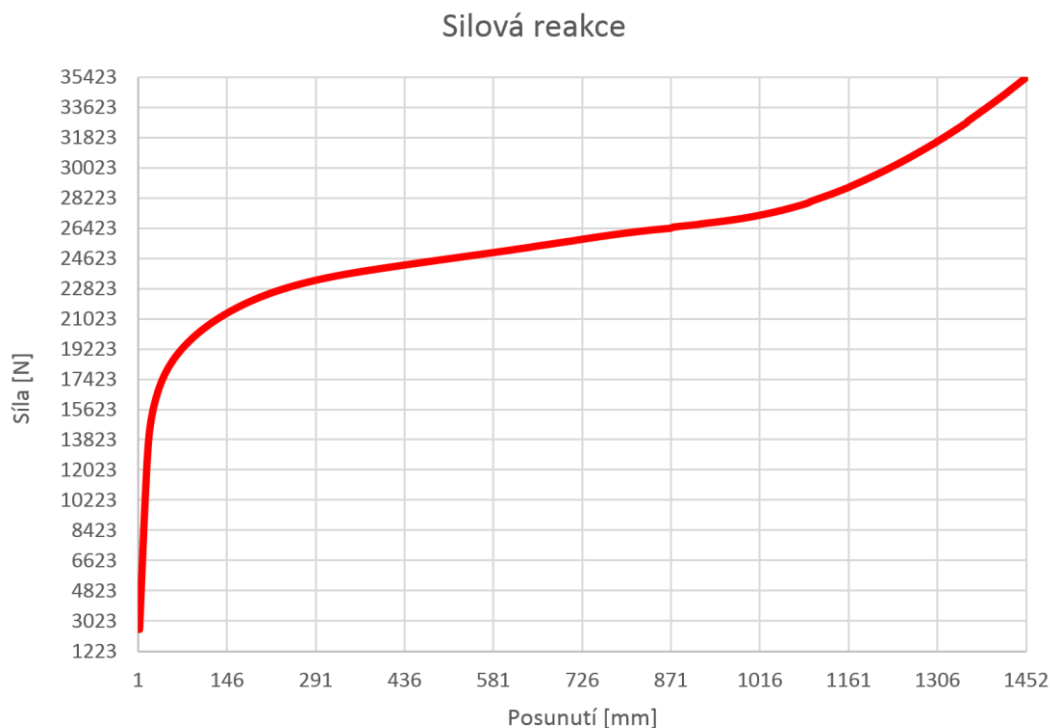


Obrázek 34 Maximální celková posunutí

[mm]	Solid	Shell
Maximální posunutí	1351,6	1452,4

Tabulka 6 Maximální hodnoty celkového posunutí

Jelikož se výsledná maximální posunutí liší přibližně o 100 mm, což představuje odchylku téměř 10 %, lze vzhledem k typu analýzy tento výsledek považovat za dobrou shodu. Pro zhodnocení analýzy je však v tomto případě podstatná především výsledná silová reakce, jejíž grafický průběh popisuje následující graf 7.

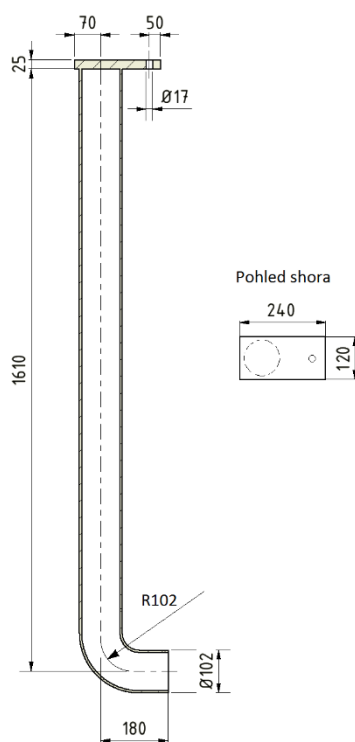


Graf 7 Průběh silové reakce

Předchozí graf odpovídá silové reakci na skořepinovém modelu, jelikož maximální hodnota této reakce zde byla nižší než u modelu s 3D prvky, jsme tedy na straně vyšší bezpečnosti. Maximální hodnotu silové reakce budeme tedy uvažovat 35 kN, což je téměř dvojnásobek síly, kterou je dle předchozích kapitol schopen pád osoby vytvořit (19kN). Je tedy zřejmé, že je nosný prvek možno vyrobit s menší plochou průřezu, či jej jinak modifikovat pro dosažení menší hmotnosti. Optimalizace rohového sloupku bude provedena v následující kapitole.

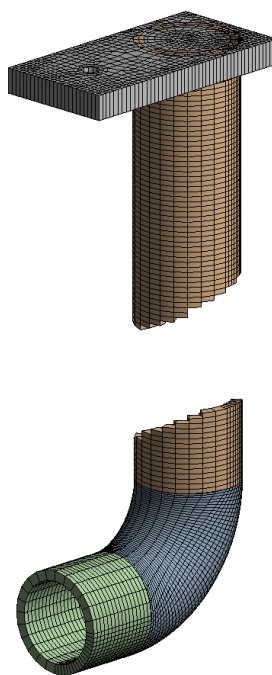
7.5 Optimalizace nosného prvku

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, bude nyní provedena optimalizace nosného prvku z důvodu snížení hmotnosti, a to úpravou tvaru geometrie a průřezových rozměrů. Byla tedy vytvořena zcela nová geometrie z normalizované kruhové trubky TR 102x10 ČSN 42 5715. Horní část nosného členu byla vytvořena pomocí polotovaru P 25x120 dle normy ČSN 42 5310. Byly však zachovány rozměry nutné k možnosti montáže na most jeřábu. Otvor pro uchycení jistícího ocelového lana byl rovněž zachován ve stejné poloze jako v předchozím případě. Schematické znázornění modifikovaného sloupku v řezu je zobrazeno na obrázku 35. Jednotlivé díly budou navzájem svařeny.



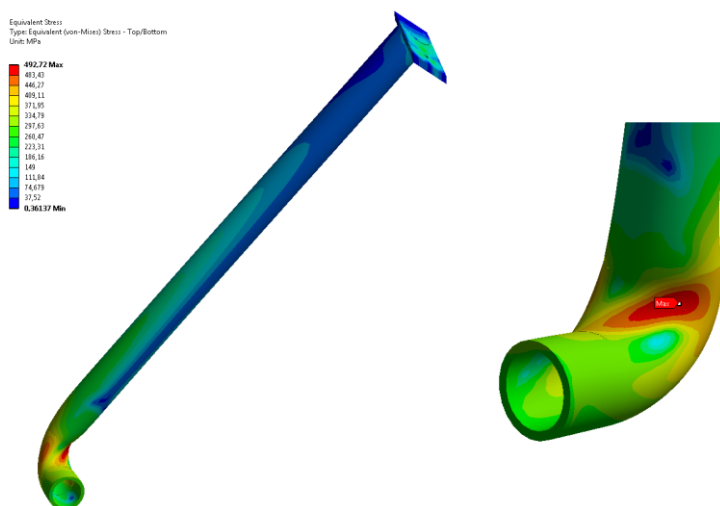
Obrázek 35 Schéma modifikovaného prvku

Pro analýzu byla v tomto případě v programu ANSYS Workbench vytvořena skořepinová geometrie. Jednotlivým plochám byla přiřazena příslušná tloušťka. Materiálové parametry byly nastaveny shodně jako u skořepinového prvku v předchozí kapitole. Také nastavení řešení nebylo nutné měnit. Od předchozí analýzy se tato liší způsobem zatěžování, jelikož tentokrát je sloupek zatěžován silově, byla na místo posunutí zadána přímo síla 19kN. Plošná síť konečných prvků o počtu uzlů 13824 je zobrazena na obrázku 36.



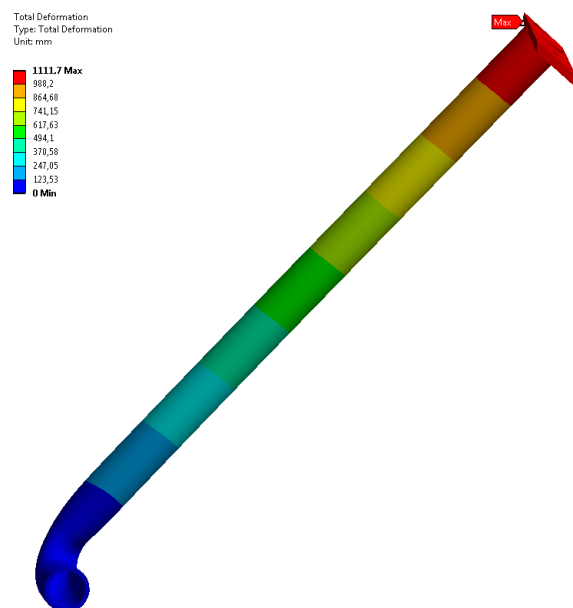
Obrázek 36 Plošná síť konečných prvků v řezu

Jelikož je prvek zatížen silově, bude pro vyhodnocení podstatný průběh napětí, které nesmí překročit skutečnou mez pevnosti (500 MPa). Průběh redukovaného napětí je zobrazen níže, viz obrázek 37. Průběh celkového posunutí je zobrazen na obrázku 38.



Obrázek 37 Průběh redukovaného napětí

Maximální napětí při zatěžování zadanou silou 19kN má hodnotu 492,72 MPa. Jelikož tato hodnota nepřekročila skutečnou mez pevnosti, můžeme považovat optimalizovaný nosný člen za vyhovující.



Obrázek 38 Celkové posunutí optimalizovaného sloupku

Maximální celkové posunutí dosáhlo hodnoty 1111,7 mm. Pro porovnání celkových hmotností jak původního tak upraveného prvku byla vytvořena následující tabulka 7.

[kg]	Původní nosný prvek	Optimalizovaný nosný prvek	Odlehčení
Celková hmotnost	80,3	45,2	56,4 %

Tabulka 7 Porovnání hmotností

8 Závěr

Úvodní část této diplomové práce je věnována především celkovému popisu horizontálního lanového jisticího systému Xenon a jeho aktivních členů. Byly zde zmíněny rovněž možnosti využití a výhody, které použitý systém poskytuje.

V další části práce počínaje kapitolou 3 je popsáno dynamické chování záchytných lanových systémů při zachycení pádu osoby. Zde byly pomocí zákona o zachování energie a Hookova zákona pro pružnou deformaci určeny silové účinky v lanech. Nejprve byl pro větší názornost a jednoduchost vyřešen příklad zachycení pádu osoby na svislém ocelovém laně o určité volné délce, viz podkapitola 3.1. Podkapitola 3.2 je pak zaměřena na záchytný systém složitější s horizontálně orientovaným ocelovým lanem. Jelikož řešení dynamických účinků horizontálního systému vedlo na transcendentní nelineární rovnici (3.32), byla pro nalezení výsledných závislostí použita iterační metoda. Příklady uvedené v kapitole 3 jsou však podstatně zjednodušené a jejich řešení slouží především k pochopení, jakým způsobem lze získat silové účinky v lanech a v nosných prvcích systému.

Konkrétní nosné prvky, použité v reálné situaci jsou pak uvedeny v kapitole 4. Především rohový sloupek, jenž je v této kapitole podrobněji popsán. Rozměry rohového nosného prvku byly dány zadavatelem, stejně jako jeho zatížení a materiál, viz kapitola 5.

Způsob jakým byl řešený nosný prvek navržen, je dále popsán v kapitole 6, kde byly staticky vypočteny nejvýznamnější napětí jak analytickou metodou tak pomocí metody MKP v programu ANSYS Workbench 15.0. Výsledné hodnoty řešených veličin jsou uvedeny v tabulce 5. Pro tyto výpočty byl použit lineárně pružný materiál, kde mezní hodnotou byla mez kluzu (235 MPa). Výsledné rozměry rohového sloupku, jenž byly zadány, jsou tedy z hlediska pevnosti a bezpečnosti vyhovující. Problémem však byla vysoká hmotnost prvku, což způsobuje značné komplikace při montáži v provozu. Z tohoto důvodu byl nosný prvek podroben nelineární analýze, kde byl použit nelineární, elasto-plastický materiálový model.

V prvních podkapitolách kapitoly 7 jsou vysvětleny nelinearity, se kterými se v analýze setkáváme, dále je pak pomocí Newton-Raphsonovy numerické metody vysvětlen princip, jakým lze nelineární úlohy řešit. Podkapitola 7.4 je pak věnována analýze stávajícího stavu, kde byly zanedbány dynamické účinky na chování materiálu. Úloha je tedy statická, avšak velikost zatížení prvku je stanovena na základě dynamického děje při zachycení osoby.

Plastické chování materiálu bylo stanoveno na základě diagramu tahové zkoušky. Získaná data byla vložena pomocí tabulky do programu ANSYS Workbench a dále aproximována křivkou, viz graf 6. Ze získaných dat byla určena skutečná mez pevnosti 500 MPa. Tato hodnota byla zvolena jako mez pro spolehlivou únosnost řešeného prvku. V dalším kroku byly vyřešeny dvě analýzy, první pro model s prostorovou sítí konečných prvků a druhý se sítí rovinnou. Zatěžování bylo zadáno deformačně, aby bylo možno získat průběh silové reakce. V nastavení analýzy bylo nutno zapnout řešení velkých deformací a nastavit vhodný počet kroků (substepů). Výsledky obou analýz byly nastaveny na okamžik dosažení meze pevnosti a výsledné celkové posunutí bylo porovnáno v tabulce 6. Odchylka deformací dosahuje 10%. Dále byl vykreslen průběh silové reakce v místě zatížení v závislosti na posunutí, viz graf 7. Z tohoto průběhu je zřejmé, že stávající nosný rohový člen je schopen bezpečně unést zatížení až 35 kN, což je téměř dvojnásobek zadavatelem stanovené zatěžující síly (19kN). Z tohoto důvodu byla v podkapitole 7.5 provedena optimalizace nosného prvku za účelem snížení hmotnosti.

Optimalizovaný rohový sloupek byl vymodelován s ohledem na dané celkové rozměry originálního prvku z normalizované trubky TR 102x10 ČSN 42 5715 a k ní přivařené ploché tyče P 25x120 dle normy ČSN 42 5310. Schéma návrhu je zobrazeno na obrázku 35. Pro výpočet byla vytvořena skořepinová geometrie a 2D síť konečných prvků viz obrázek 36. Nastavení řešení analýzy i materiálový model byly zachovány z analýzy originálního prvku. Zatížení však bylo zadáno silově zadanou silou 19 kN. Maximální výsledné napětí vyšlo 492,72 MPa a tedy nepřekročilo skutečnou mez pevnosti (500 MPa). Optimalizovaný prvek tedy vyhovuje požadavkům. Porovnání hmotností optimalizovaného prvku a původního prvku je uvedeno v tabulce 7. Optimalizovaný nosný prvek má o 56,4 % nižší hmotnost.

Na závěr je nutno zmínit, že tato práce slouží zejména k ukázce možnosti využití plastických vlastností oceli. Jelikož byla řada skutečností zanedbána, mohou být výsledné hodnoty analýz od reality poněkud odlišné. Pokud dále přihlédneme ke skutečnosti, že jde v případě jistících systémů především o bezpečnost osob, je nutné před výrobou záchranného systému výsledky analýz ověřit reálným experimentem. Pro věrohodnější analýzu by bylo nutné provést dynamické zkoušky použitých materiálů a určit časové průběhy celkového děje zachycení s uvažováním veškerých tlumičů pádu, což představuje mnoho vstupních parametrů, které nebyly k dispozici.

9 Seznam obrázků

Obrázek 1 Ilustrační foto	13
Obrázek 2 Schéma objektu	15
Obrázek 3 Horizontální jistící systém Xenon	16
Obrázek 4 Ocelové lano	16
Obrázek 5 Tlumič pádu	17
Obrázek 6 Speciální jezdec	17
Obrázek 7 Univerzální mezizávěs	18
Obrázek 8 Volný pád na svislém laně	19
Obrázek 9 Volný pád na horizontálním laně	23
Obrázek 10 Rozložení sil	24
Obrázek 11 Pomocný trojúhelník	25
Obrázek 12 Koncový sloupek mostu jeřábu	29
Obrázek 13 Středový sloupek mostu jeřábu	29
Obrázek 14 Koncový sloupek kočky jeřábu	29
Obrázek 15 Rohový sloupek mostu jeřábu	29
Obrázek 16 Schéma rohového sloupku	30
Obrázek 17 Schéma profilu U160-ČSN 42 5570	31
Obrázek 18 Schéma zatížení	33
Obrázek 19 Grafické ztvárnění Hookova zákona pro prostý tah a smyk	36
Obrázek 20 Rozdělení lomeného nosníku a jeho průřezy	36
Obrázek 21 Síť konečných prvků a okrajové podmínky	38
Obrázek 22 Průběh krouticího momentu	38
Obrázek 23 Průběh ohybového momentu	39
Obrázek 24 Průběh ohybového napětí	39
Obrázek 25 Ukázka geometrické nelinearity	40
Obrázek 26 Příklad pracovního diagramu	41
Obrázek 27 Geometrická interpretace Newton-Raphsonovy metody	44
Obrázek 28 Metoda délky oblouku	44
Obrázek 29 Vliv rychlosti deformace použitím Cowper-Symondsova modelu	45
Obrázek 30 Geometrie analyzovaného prvku a okrajové podmínky	48
Obrázek 31 Konečnoprvkové síť	49
Obrázek 32 Napětí von Mises	49
Obrázek 33 Detail kritického napětí	50

Obrázek 34 Maximální celková posunutí.....	50
Obrázek 35 Schéma modifikovaného prvku	52
Obrázek 36 Plošná síť konečných prvků v řezu.....	53
Obrázek 37 Průběh redukovaného napětí.....	53
Obrázek 38 Celkové posunutí optimalizovaného sloupku.....	54

10 Seznam tabulek

Tabulka 1 Iterační řešení	26
Tabulka 2 Vstupní hodnoty	27
Tabulka 3 Průřezové rozměry a charakteristiky profilu U160	31
Tabulka 4 Materiálové parametry S235	33
Tabulka 5 Porovnání hodnot	39
Tabulka 6 Maximální hodnoty celkového posunutí	50
Tabulka 7 Porovnání hmotností	54

11 Seznam grafů

Graf 1 Závislost energií na průhybu ocelového lana.....	27
Graf 2 Průběh silových účinků.....	28
Graf 3 Přetížení v bodě zvratu.....	28
Graf 4 Smluvní tahový diagram	34
Graf 5 Skutečný tahový diagram.....	46
Graf 6 Aproximace materiálových dat	47
Graf 7 Průběh silové reakce	51

12 Seznam použité literatury a zdrojů

JULIŠ K., TEPRÍK O., SLAVÍK A. *Statika*. Praha, SNTL 1987

HOSCHL C. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. Praha, SNTL/ALFA 1971

CHOBOT K., BENDA J., HÁJEK V., NOVOTNÁ H. *Statika stavebních konstrukcí II*. Praha, SNTL/ALFA 1983

KOLÁŘ V., NĚMEC I., KANICKÝ V. *FEM Principy a praxe metody konečných prvků*. Computer Press 1997

KOLÁŘ V., KRATOCHVÍL J., LEITNER F., ŽENÍŠEK A. *Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků*. Praha, SNTL 1979

KREJSA M., LAUSOVÁ L., MICHALCOVÁ V. *Pružnost a plasticita*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava a Západočeská univerzita v Plzni 2011-2012

MI21 – Matematika pro inženýry 21. století. Webové stránky projektu. [online]. URL: <http://mi21.vsb.cz>, Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava spolu s partnerem Západočeskou univerzitou v Plzni, 2009-2012

Nelineární analýza materiálů a konstrukcí. [online], [cit. 28. 4. 2015]. URL: <http://people.fsv.cvut.cz/~pkabele/YNAK/YNAK-pr04.pdf>

Nelineární úlohy. [online], [cit. 2. 5. 2015]. URL: <http://industry.it4i.cz/vyzkum/zakladni-vyzkum/nelinearni-ulohy/>

Metody řešení nelineárních rovnic. Textový dokument. [online], [cit. 29. 4. 2015]. URL: <http://k101.unob.cz/~smerek/Metody%203.pdf>

Exkluzivní vlastnosti systému Söll. Katalog produktu. [online], [cit. 18. 4. 2015]. URL: http://www.honeywellsafety.com/DE/Product_Catalog/Miller_Absturzsicherung.aspx?tid=962&bid=0&hid=0&iid=0

13 Seznam příloh

Příloha A – datový nosič s dodanými dokumenty a soubory programu MathCAD, AutoCAD a Excel